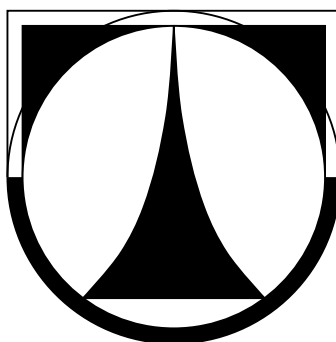


**TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI**

Fakulta strojní

Katedra vozidel a motorů

---



# **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**Liberec 2009**

**Miroslav Knitl**

# TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra vozidel a motorů

---

Studijní program: M2301 — Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302T010 — Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření: Kolové dopravní a manipulační stroje

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

### Zařízení ke stlačování plynného paliva na vstupu do motoru

**A machinery to press gas fuel on input to engine**

KSD–DP–596

MIROSLAV KNITL

**Vedoucí diplomové práce:** prof. Ing. Stanislav Beroun, CSc.

**Konzultant:** doc. Ing. Celestýn Scholz, Ph. D.

Rozsah práce: 41 stran

obrázků	tabulek	literatury	příloh
30	4	9	6

Liberec

2009

Zde vložit zadání...

# Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo).

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé diplomové práce a prohlašuji, že **s o u h l a s í m** s případným užitím mé diplomové práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom toho, že užít svou diplomovou práci či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše).

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím literatury uvedené na straně 42 a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V Liberci 1. června 2009

.....

Miroslav Knitl

*Tuto práci věnuji památce mého dědy Josefa Knitla.*

# Poděkování

Velký dík patří prof. Ing. Stanislavu Berounovi, CSc. za cenné rady a připomínky při tvorbě této práce a doc. Ing. Celestýnu Scholzovi, Ph. D. za konzultace k řešení vybraných problémů. Dále děkuji Ing. Milanu Šimkovi za to, že si tuto práci ochotně přečetl a vznesl řadu podnětných připomínek.

Největší dík patří mé trpělivé ženě Marcelle, která mě v mém úsilí neustále podporovala a povzbuzovala, čímž mi byla velikou oporou a hnacím mechanismem zároveň a mému pětiměsíčnímu synovi Františkovi za to, jak byl hodný, čímž mi umožnil plně se věnovat této práci.

# Anotace

Cílem diplomové práce je navrhnout uspořádání palivového systému pro vnitřní tvoření směsi plynného paliva a vzduchu vysokotlakým vefukem plynného paliva. Součástí navrhovaného palivového systému je i kompresor, který stlačuje palivo při poklesu tlaku v zásobníku pod vefukovací tlak. Rozměrový návrh tohoto kompresoru a jeho konstrukční provedení pro konkrétní spalovací motor je hlavní částí této práce.

## Klíčová slova

CNG, motorové palivo vodík, palivový systém, přímý vefuk

# **Annotation**

The aim of diploma thesis is to propose arrangements for the internal fuel system consists of a mixture of gaseous fuel and air high inject gaseous fuel. As part of the fuel system is compressor, which compresses the fuel pressure drop in the reservoir under inject pressure. Dimensional proposal of the compressor and its solution for the implementation of specific internal combustion engine is a major part of this work.

## **Keywords**

CNG, hydrogen fuel engine, fuel system, direct inject



# Obsah

<b>Prohlášení</b>	<b>iii</b>
<b>Poděkování</b>	<b>v</b>
<b>Anotace</b>	<b>vi</b>
<b>Úvod</b>	<b>1</b>
<b>Kapitola 1. Rešeršní část</b>	<b>3</b>
1.1 Vodík jako palivo . . . . .	3
1.1.1 Vlastnosti vodíku . . . . .	4
1.1.2 Palivový systém s vnějším tvořením směsi MAN . . . . .	6
1.1.3 Palivový systém s vnitřním tvořením směsi MAN; nízkotlaký vefuk vodíku do válce motoru . . . . .	6
1.1.4 Palivový systém s vnitřním tvořením směsi MAN; vysokotlaký vefuk vodíku do válce motoru, zážeh směsi žhavicí svíčkou . . . . .	7
1.2 Výzkumný program na vodíkových motorech v laboratoři KVM . . . . .	8
1.2.1 Zkušební jednoválec . . . . .	8
1.2.2 Autobusový motor ML637ENE.h . . . . .	9
1.2.3 Tříválcový motor ŠA1,2HTP–H2 . . . . .	10
<b>Kapitola 2. Palivový systém pro vnitřní tvoření směsi plynného pa- liva se vzduchem</b>	<b>11</b>
2.1 Základní funkce palivového systému pro vnitřní tvoření směsi plyn- ného paliva se vzduchem a jeho složení . . . . .	11
2.2 Rozšířený palivový systém pro vnitřní tvoření směsi plynného paliva se vzduchem . . . . .	13

<b>Kapitola 3. Vysokotlaký kompresor</b>	<b>15</b>
3.1 Volba typu kompresoru . . . . .	15
3.1.1 Druhy kompresorů . . . . .	15
3.1.2 Volba kompresoru . . . . .	16
3.1.3 Termodynamika pístových kompresorů . . . . .	16
3.2 Návrh hlavních rozměrů kompresoru . . . . .	18
3.2.1 Zadané hodnoty pro návrh provozních a rozměrových paramet- trů kompresoru . . . . .	19
3.2.2 Výpočet zdvihu pístu . . . . .	20
3.2.3 Výpočet vrtání válce pro CNG kompresor . . . . .	21
3.2.4 Zdvihový objem pro CNG kompresor . . . . .	22
3.2.5 Výpočet vrtání válce pro CH <sub>2</sub> kompresor . . . . .	22
3.2.6 Zdvihový objem pro CH <sub>2</sub> kompresor . . . . .	23
3.2.7 Stavové veličiny v jednotlivých bodech cyklu pro CNG . . . . .	23
3.2.8 Stavové veličiny veličin v jednotlivých bodech cyklu pro CH <sub>2</sub> . . . . .	24
3.2.9 Vypočtené hodnoty a jejich zhodnocení . . . . .	25
3.3 Řadový kompresor . . . . .	26
3.4 Hvězdicový kompresor . . . . .	26
3.4.1 Kinematika mechanismu s excentrickou vačkou . . . . .	28
3.4.2 Silové zatížení mechanismu s excentrickou vačkou . . . . .	28
3.4.3 Kroutící moment . . . . .	33
3.4.4 Příkon . . . . .	35
3.4.5 Pevnostní kontrola bloku kompresoru . . . . .	38
<b>Kapitola 4. Závěr</b>	<b>41</b>
<b>Literatura</b>	<b>42</b>
<b>Přílohy</b>	
<b>Příloha A. Charakteristiky vodíkového motoru MAN s vnějším tvo- řením směsi</b>	
<b>Příloha B. Charakteristiky vodíkového motoru MAN s vnitřním tvo- řením směsi (viz obr. 1.5)</b>	

Příloha C. Charakteristiky vodíkového motoru MAN s vnitřním tvořením směsi (viz obr. 1.6)

Příloha D. Zatížení bloku kompresoru

Příloha E. Napěťová analýza bloku kompresoru

Příloha F. Deformace bloku kompresoru

# Seznam obrázků

1.1	Porovnání provedení vodíkového motoru s původním vznětovým motorem . . . . .	4
1.2	Porovnání emisí CO <sub>2</sub> a NO <sub>x</sub> vznětového motoru EURO 3 (v levém sloupci) a vodíkového motoru (v pravém sloupci). Modrá barva představuje emise při provozu a fialová emise při výrobě a přepravě . . . .	5
1.3	Porovnání emisí CO a HC vznětového motoru EURO 3 (v levém sloupci) a vodíkového motoru (v pravém sloupci). Modrá barva představuje emise při provozu a fialová emise při výrobě a přepravě . . . .	5
1.4	Palivový systém s vnějším tvořením směsi . . . . .	6
1.5	Palivový systém s vnitřním tvořením směsi; nízkotlaký vefuk vodíku do válce motoru . . . . .	7
1.6	Palivový systém s vnitřním tvořením směsi; vysokotlaký vefuk vodíku do válce motoru, zážeh směsi žhavicí svíčkou . . . . .	8
1.7	Zkušební jednoválec Oktan . . . . .	9
1.8	Vefukovací ventil na zkušebním jednoválci Oktan . . . . .	9
1.9	Autobusový motor ML637ENE.h . . . . .	9
1.10	Pohled na akumulátor autobusového motoru ML637ENE.h . . . . .	9
1.11	Tříválcový motor na zkušební stoli . . . . .	10
1.12	Pohled na tlakový zásobník (Common Rail) tříválcového motoru . . .	10
2.1	Základní schema systému . . . . .	12
2.2	Palivový systém s vysokotlakým kompresorem . . . . .	12
2.3	Palivový systém s vysokotlakým kompresorem a elektronickým řízením	13
3.1	Rozdělení kompresorů podle způsobu stlačování. . . . .	15
3.2	Indikátorový diagram ideálního pístového kompresoru . . . . .	17
3.3	Indikátorový diagram pístového kompresoru . . . . .	18

3.4	Indikátorový diagram pístového kompresoru . . . . .	19
3.5	Řadový kompresor . . . . .	26
3.6	Hvězdicový kompresor . . . . .	27
3.7	Model hvězdicového kompresoru . . . . .	27
3.8	Elektromagneticky ovládaná spojka . . . . .	27
3.9	Kinematické schema . . . . .	29
3.10	Kinematické schema čtyřválcového kompresoru . . . . .	29
3.11	Definice funkce definované po částech v TI 89 . . . . .	31
3.12	Oobecný průběh síly na píst v závislosti na úhlu natočení vačky pro vstupní tlak CH2 $p_1 = 1$ MPa, výstupní tlak $p_2 = 10,5$ MPa . . . . .	31
3.13	Průběh síly na píst 1 v závislosti na úhlu natočení vačky pro vstupní tlak CH2 $p_1 = 1$ MPa, výstupní tlak $p_2 = 10,5$ MPa . . . . .	32
3.14	Definice sil od jednotlivých pístů v TI 89 . . . . .	32
3.15	Celkové silové zatížení v závislosti na úhlu natočení vačky pro vstupní tlak CH2 $p_1 = 1$ MPa, výstupní tlak $p_2 = 10,5$ MPa . . . . .	32
3.16	Rameno momentu v závislosti na úhlu natočení vačky . . . . .	33
3.17	Průběh kroutícího momentu v závislosti na úhlu natočení vačky pro vstupní tlak CH2 $p_1 = 1$ MPa, výstupní tlak $p_2 = 10,5$ MPa . . . . .	34
3.18	Celkový průběh kroutícího momentu v závislosti na úhlu natočení vačky pro vstupní tlak CH2 $p_1 = 1$ MPa, výstupní tlak $p_2 = 10,5$ MPa . . . . .	34
3.19	Průběh příkonu jednotlivých válců v závislosti na úhlu natočení vačky pro CH2 $p_1 = 1$ MPa, výstupní tlak $p_2 = 10,5$ MPa . . . . .	36
3.20	Celkový průběh příkonu v závislosti na úhlu natočení natočení vačky pro vstupní tlak CH2 $p_1 = 1$ MPa, výstupní tlak $p_2 = 10,5$ MPa . . . . .	36
3.21	Hvězdicový kompresor . . . . .	38
3.22	Síly na excentr od jednotlivých pístů při $\varphi = 180^\circ$ . . . . .	39
3.23	Zatížení bloku kompresoru . . . . .	40

# Seznam tabulek

3.1	Stavové veličiny pro CNG kompresor . . . . .	24
3.2	Stavové veličiny pro CH <sub>2</sub> kompresor . . . . .	25
3.3	Příkony kompresoru . . . . .	37
3.4	Mechanické parametry hliníkové slitiny AlSi9Cu3 . . . . .	38

# Seznam zkratek

<b>Zkratka</b>	<b>Význam</b>
<b>CH<sub>2</sub></b>	Stlačený vodík
<b>CNG</b>	Stlačený zemní plyn
<b>GAČR</b>	Grantová agentura České republiky
<b>HMH</b>	Misesova hypotéza porušení materiálu v tvárném stavu
<b>KVM</b>	Katedra vozidel a motorů
<b>TI 89</b>	Kalkulátor Texas Instrument TI 89

# Seznam symbolů

Symbol	Jednotka	Význam
$\eta_C$	—	celková účinnost motoru
$\eta_m$	—	mechanická účinnost kompresoru
$\rho$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	měrná hmotnost paliva
$\omega$	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$	úhlová rychlost
$a_t$	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$	měrná technická práce
$c_p$	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	měrná tepelná kapacita
$c_s$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	střední pístová rychlost
$d$	m	vrtání pístu kompresoru
$e$	m	excentricita
$h$	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	měrná entalpie
$i$	—	počet válců kompresoru
$m$	kg	hmotnost
$\dot{m}_p$	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	hmotnostní množství plynného paliva
$n$	—	polytropický exponent
$n_k$	$\text{s}^{-1}$	otáčky kompresoru
$n_m$	$\text{s}^{-1}$	otáčky motoru
$p$	Pa	tlak
$q$	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$	měrné teplo
$r$	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	individuální plynová konstanta plynu
$y(\varphi)$	m	zdvihová závislost mechanismu kompresoru
$z$	m	zdvih pístu kompresoru
$H_U$	$\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	individuální plynová konstanta plynu
$F(\varphi)$	N	síla v závislosti na úhlu natočení excentru
$L_{vt}$	$\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$	teoretická spotřeba vzduchu
$M(\varphi)$	$\text{N} \cdot \text{m}$	moment v závislosti na úhlu natočení excentru



$T$	K	termodynamická teplota
$P(\varphi)$	W	příkon v závislosti na úhlu natočení excentru
$P_{e_{\max}}$	W	maximální efektivní výkon motoru
$P_{\text{str}}$	W	střední příkon kompresoru
$S$	m	plocha pístu
$V$	m <sup>3</sup>	objem
$V_0$	m <sup>3</sup>	objem škodlivého prostoru
$V_z$	m <sup>3</sup>	zdvihový objem kompresoru

# Úvod

Dnešní doba vyspělé techniky si stále žádá nové technologie a to ve všech odvětvích lidské činnosti. Žádá si je z mnoha důvodů, např. přistání první lidské posádky na Marsu, dosažení maximální rychlosti na cílové rovince při závodech F1, ale také z důvodu větší ekologičnosti a úspore paliva.

Právě větší ekologičnost, potažmo úspornost, zaměstnává vývojové týmy snad všech světových automobilek již mnoho let. Důvod je jasný; milióny dnes provozovaných motorových vozidel znečišťují životní prostředí nebezpečnými látkami. Druhým důvodem jsou ubývající světové zásoby fosilních paliv.

Tato práce se zabývá zařízením ke stlačování plynného paliva na vstupu do motoru s vysokotlakým vnitřním tvořením směsi, které má za úkol zajistit přísun plynného paliva z vysokotlaké nádrže do akumulátoru poté, co tlak v nádrži vlivem provozu motoru klesne na tlak rovný vefukovacímu tlaku a nižší. Jako palivo jsou uvažovány dva plyny — zemní plyn a vodík.

Co se týká zemního plynu, tak dle [1] existují předpovědi, že zemní plyn za 20 let nahradí ropu ve funkci energetické jedničky. Studie firmy Shell hovoří o tom, že v Evropě by mohl podíl zemního plynu dosáhnout až 70 %, pro což hovoří i odhad jeho zásob na minimálně 150 let. Zemní plyn tvoří až 95 % metanu, přičemž platí, že čím více tohoto uhlovodíku zemní plyn obsahuje, tím větší je energetický potenciál. Aplikace zemního plynu jsou převážně ve stlačené formě zemního plynu (CNG). V automobilu se plní do tlakových nádob, v nichž je stlačován na tlak 20 MPa, což by ovšem neměla být konečná hodnota. Zemní plyn není tak bohatý na uhlík, jako ostatní klasická paliva, a tak jeho využití pro zážehový motor představuje asi o 25 % menší tvorbu oxidu uhličitého, tedy plynu spoluodpovědného za tvorbu skleníkového efektu na naší planetě. Zároveň jsou i další škodlivé složky ve výfuku při spalování CNG výrazně potlačeny. Oxid uhelnatý a oxidy dusíku klesají až o 80 %, pevné částice jsou téměř nezměřitelné a lépe jsou na tom i emise uhlovodíků.

Celá práce je systematicky rozčleněna do třech hlavních kapitol. Následující výčet stručně pojednává o jejich obsahu.

**Kapitola první** pojednává obecně o vodíku a jeho vlastnostech. Dále jsou zde popsány trendy a stav dnešního výzkumu týkajícího se způsobu tvoření směsi vodíku a vzduchu ve spalovacích motorech.

**Kapitola druhá** se věnuje složení a funkci palivového systému pro vnitřní tvoření směsi plynného paliva se vzduchem.

**Kapitola třetí** dává v první části informaci o teorii kompresorové techniky. Dále dochází k volbě typu kompresoru pro konkrétní podmínky. Následně jsou navrženy základní rozměry řešeného kompresoru. Poté je určeno silové zatížení od jednotlivých pístů, z něhož vychází moment a příkon. Na závěr je v programu PROMECHANIKA pevnostně zkontrolována skříň kompresoru.

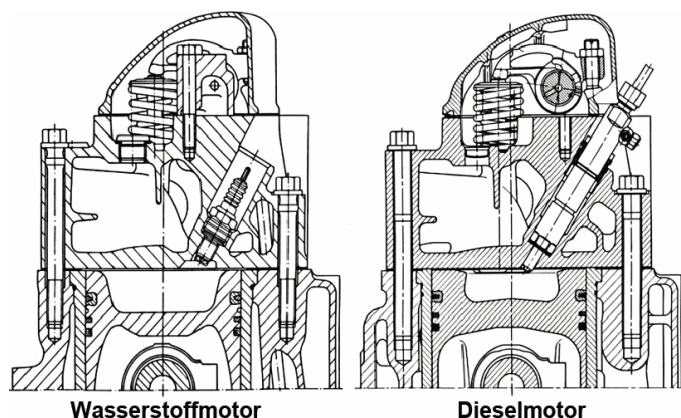
# Kapitola 1

## Rešeršní část

### 1.1 Vodík jako palivo

Vodík jako palivo pro pohon vozidel je zejména pro svou potenciální nahraditelnost fosilních paliv velice perspektivní. Vodík lze pro pohon vozidel použít dvěma způsoby, a to jako náplň do palivových článků nebo jako palivo do klasických spalovacích motorů. Tyto technologie se zatím vyvíjejí a nejsou ještě v běžném provozu. Na katedře vozidel a motorů (KVM) na Strojní fakultě Technické univerzity v Liberci byl výzkumný program motoru poháněného stlačeným vodíkem (CH<sub>2</sub>). Tento program byl založený v roce 1999 s podporou Grantové agentury České republiky (GAČR) a do současné doby jsou v laboratořích KVM prováděny na zkušebních motorech experimentální práce. Jednou z firem, která technologii spalování CH<sub>2</sub> v podstatě běžných spalovacích motorech vyvíjí a testuje ji na městských autobusech je německá firma MAN [6]. Použití vodíku jako paliva do spalovacích motorů má řadu výhod:

1. sériová výroba vodíkových spalovacích motorů je rychle zaveditelná [podobnost vodíkového motoru s běžným vznětovým (viz obr. 1.1)],
2. spalovací motory jsou technicky vyzrálé a vyznačují se vysokou spolehlivostí,
3. pro jejich výrobu mohou být použita stávající výrobní zařízení,
4. tento pohon lze bez velkých nákladů integrovat do stávající koncepce,
5. nízké systémové vícenáklady v porovnání s ostatními koncepty.

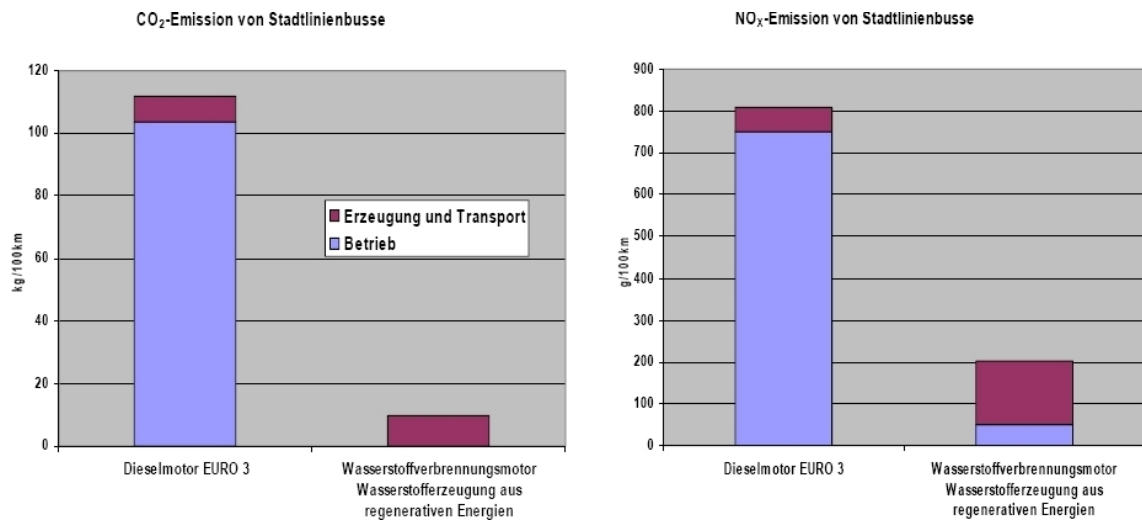


Obr. 1.1: Porovnání provedení vodíkového motoru s původním vznětovým motorem [6]

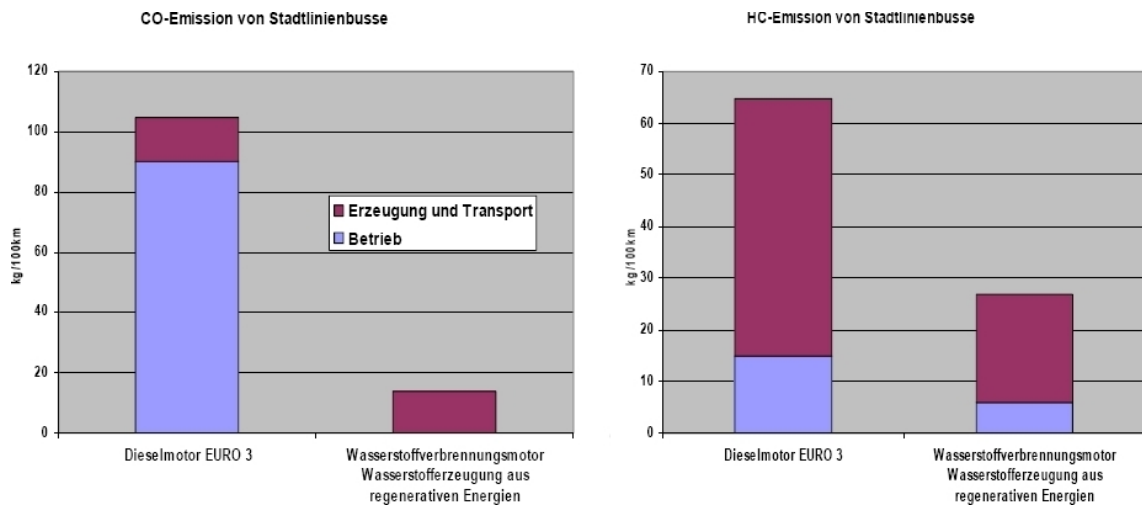
Zároveň použití vodíku ve spalovacích motorech přináší nižší emise. Na [obr. 1.2](#) a [obr. 1.3](#) je znázorněno porovnání výfukových emisí motoru EURO 3 a vodíkového autobusového motoru MAN.

### 1.1.1 Vlastnosti vodíku

1. protonové číslo 1,
2. měrná hmotnost při  $0^{\circ}\text{C}$  a 1 013 mbar je  $89\text{ g} \cdot \text{m}^{-3}$  (vzduch  $1\,293\text{ g} \cdot \text{m}^{-3}$ ),
3. minimální zapalovací energie 0,02 mJ (benzín 0,24 mJ),
4. hustota (zkapalněný)  $70,98\text{ g} \cdot \text{l}^{-1}$  (benzín 730 až  $780\text{ g} \cdot \text{l}^{-1}$ ),
5. výhřevnost  $120\text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$  (benzín  $44,5\text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ , metan  $50\text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ),
6. výhřevnost při  $0^{\circ}\text{C}$  a 1 013 mbar je  $10,68\text{ MJ} \cdot \text{m}^{-3}$  (zemní plyn  $36,05\text{ MJ} \cdot \text{m}^{-3}$ ),
7. teoretická spotřeba vzduchu  $L_{vt} = 34,78\text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}$ ,
8. výhřevnost zkapalněného vodíku  $8,52\text{ MJ} \cdot \text{l}^{-1}$  (benzín  $32,6\text{ MJ} \cdot \text{l}^{-1}$ ),
9. teplota tání  $-259,2^{\circ}\text{C}$ ,
10. teplota varu  $-253^{\circ}\text{C}$ .



Obr. 1.2: Porovnání emisí CO<sub>2</sub> a NO<sub>x</sub> vznětového motoru EURO 3 (v levém sloupci) a vodíkového motoru (v pravém sloupci). Modrá barva představuje emise při provozu a fialová emise při výrobě a přepravě [6]



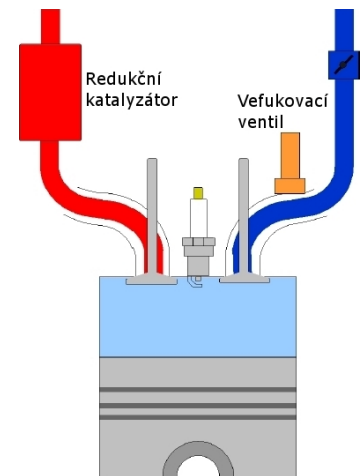
Obr. 1.3: Porovnání emisí CO a HC vznětového motoru EURO 3 (v levém sloupci) a vodíkového motoru (v pravém sloupci). Modrá barva představuje emise při provozu a fialová emise při výrobě a přepravě [6]

Historicky šel vývoj od palivových systémů s vnější tvorbou směsi k palivovým systémům s vnitřní tvorbou směsi, výzkumný program na [KVM](#) byl od počátku založen na systému vnitřního tvoření směsi. Následující odstavce shrnují podstatné znaky vývojových etap vodíkového motoru ve firmě MAN.

### 1.1.2 Palivový systém s vnějším tvořením směsi MAN

Princip palivového systému s vnějším tvořením směsi je znázorněn na [obr. 1.4](#). Charakteristiky této koncepce jsou:

1. součinitel přebytku vzduchu ( $\lambda = 1$ ) — atmosférický motor,
2. vnější tvoření směsi s vefukovacím ventilem v sacím potrubí,
3. elektrické zapalování,
4. regulace výkonu škrticí klapkou,
5. použití redukčního katalyzátoru ve výfukovém potrubí,
6. konvenční technika  $\Rightarrow$  nízká cena,
7. nízký vefukovací tlak, odpadájí problémy s vysokotlakou technikou,
8. nízký kompresní poměr ( $\sim 5$ ),
9. nízký měrný výkon,
10. nízká účinnost (viz [příl. A](#), [obr. A.1](#)).

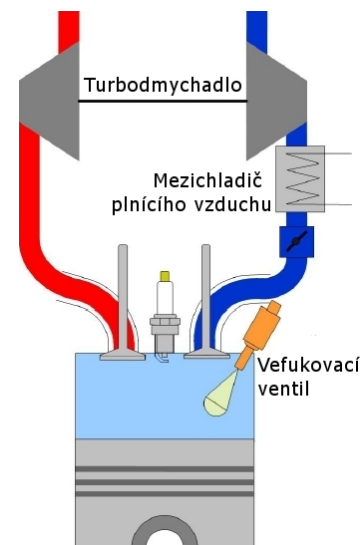


Obr. 1.4: Palivový systém s vnějším tvořením směsi

### 1.1.3 Palivový systém s vnitřním tvořením směsi MAN; nízkotlaký vefuk vodíku do válce motoru

Princip této varianty palivového systému je znázorněn na [obr. 1.5](#). Charakteristiky koncepce jsou:

1. motor na chudou směs s přeplňováním a mezichladičem plnicího vzduchu,
2. vnitřní tvorba směsi s vefukovacím ventilem,
3. nízký vefukovací tlak ( $< 10$  bar),
4. vefukování paliva na počátku kompresního zdvihu pístu,
5. zapalování elektrickou svíčkou,
6. regulace výkonu škrtící klapkou, variabilní součinitel přebytku vzduchu ( $\lambda > 2$ ),
7. nevyžaduje úpravu výfukových plynů,
8. nízký vefukovací tlak, odpadají problémy s vysokotlakou technikou,
9. bez zpětného prošlehnutí,
10. nulové ztráty plnění,
11. střední kompresní poměr ( $\sim 12$ ),
12. vyšší měrný výkon,
13. vylepšená účinnost (viz příl. B, obr. B.1).



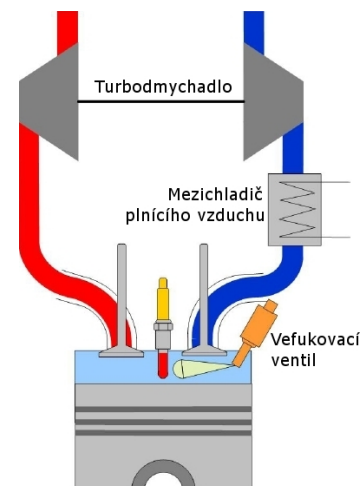
Obr. 1.5: Palivový systém s vnitřním tvořením směsi; nízkotlaký vefuk vodíku do válce motoru

#### 1.1.4 Palivový systém s vnitřním tvořením směsi MAN; vysokotlaký vefuk vodíku do válce motoru, zážeh směsi žhavící svíčkou

Princip této varianty palivového systému je znázorněn na obr. 1.6. Charakteristiky koncepce jsou:



1. motor s přeplňováním a mezichladičem plnicího vzduchu,
2. vnitřní tvorba směsi s vefukovacím ventilem,
3. vyšší vefukovací tlak (200 bar),
4. vefukování na konci kompresního zdvihu,
5. zapalování žhavicí svíčkou,
6. regulace výkonu prostřednictvím součinitele přebytku vzduchu,
7. nulové ztráty škrcením,
8. vysoký kompresní poměr ( $\sim 18$ ),
9. bez zpětného prošlehnutí, bez detonačního spalování,
10. vysoký měrný výkon,
11. vysoká účinnost (viz příl. C, obr. C.1).



Obr. 1.6: Palivový systém s vnitřním tvořením směsi; vysokotlaký vefuk vodíku do válce motoru, zážeh směsi žhavicí svíčkou

## 1.2 Výzkumný program na vodíkových motorech v laboratoři KVM

### 1.2.1 Zkušební jednoválec

V roce 1996 byly v laboratoři KVM zahájeny výzkumné práce (projekt GAČR) na zkušebním pístovém motoru Oktan se spalováním vodíko vzdušných směsí. Převážná většina experimentů na zkušebním jednoválci v laboratoři KVM byla realizována s vnitřním tvořením směsi pomocí speciálně konstruovaného vefukovače s elektronicky řízeným vefukovacím ventilem (viz obr. 1.8).



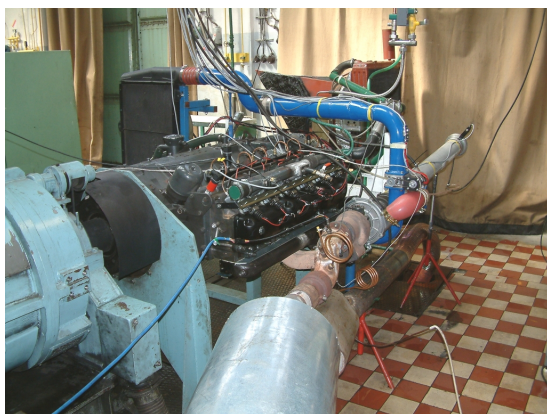
Obr. 1.7: Zkušební jednoválec Oktan



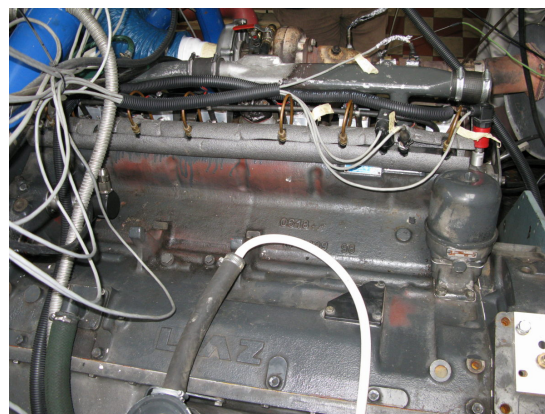
Obr. 1.8: Vefukovací ventil na zkušebním jednoválci Oktan

### 1.2.2 Autobusový motor ML637ENE.h

V roce 2002 byl projekt dokončen stavbou plnorozměrového motoru ML637ENE.h v laboratoři [KVM](#) pro další pokračování výzkumného programu na plynových moto-



Obr. 1.9: Autobusový motor ML637ENE.h

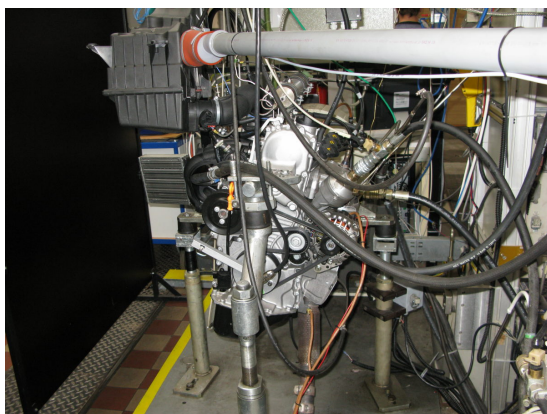


Obr. 1.10: Pohled na akumulátor autobusového motoru ML637ENE.h

rech s extrémně nízkými výfukovými emisemi. Na tomto ležatém šestiválcovém přeplňovaném autobusovém motoru je experimentálně zkoušeno vnitřní tvoření směsi  $\text{CH}_2$  se vzduchem s vefukovacím tlakem 0,96 MPa.

### 1.2.3 Tříválcový motor ŠA1,2HTP–H2

V poslední době probíhá na KVM intenzivní vývoj na automobilovém tříválci. Zde se zkouší vysokotlaké vnitřní tvoření směsi ve válci motoru s tlakem až 10 MPa.



Obr. 1.11: Tříválcový motor na zkušební stoli



Obr. 1.12: Pohled na tlakový zásobník (Common Rail) tříválcového motoru

## Kapitola 2

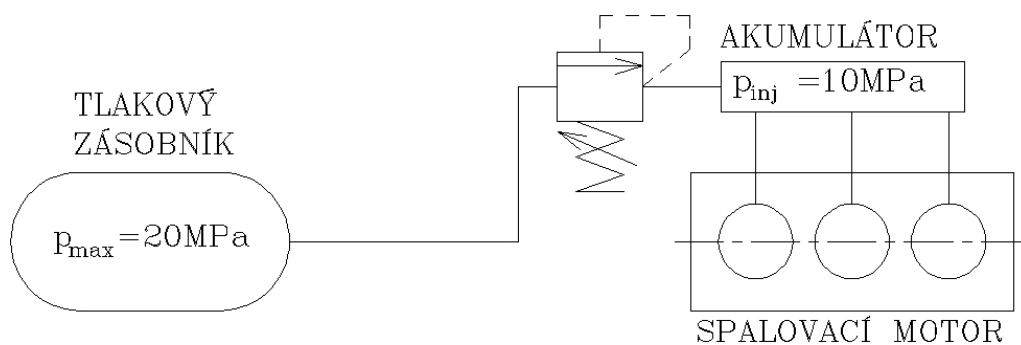
# Palivový systém pro vnitřní tvoření směsi plynného paliva se vzduchem

Kapitola obsahuje návrh řešení palivového systému plynového zážehového motoru s vnitřním tvořením směsi vysokotlakým vefukem paliva do válce motoru. Je uveden návrh uspořádání celého palivového systému s vysvětlením funkcí a významu hlavních prvků systému.

### 2.1 Základní funkce palivového systému pro vnitřní tvoření směsi plynného paliva se vzdu- chem a jeho složení

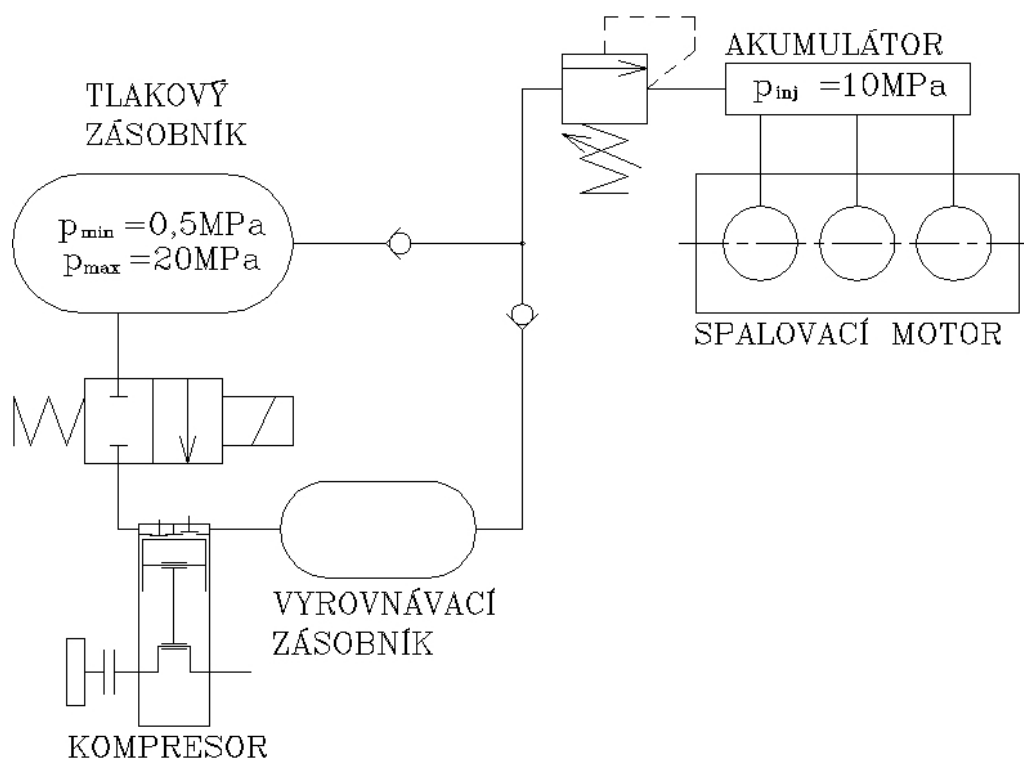
Systém má za úkol dodávat palivo do akumulátoru (společný vysokotlaký zásobník paliva), ze kterého palivo odchází k jednotlivým vefukovacím ventilům při požadovaném tlaku a množství. Systém se v nejzákladnější podobě skládá z palivové tlakové nádrže, spojovacího potrubí, redukčního ventilu, akumulátoru a vefukovacích ventilů (viz [obr. 2.1](#)).

Plnicí tlaky se dnes pohybují v některých případech až kolem 700 bar [6]. V diplomové práci se předpokládá plnění 200 bar. Vefukovací tlak paliva do spalovacího prostoru ve válci motoru je  $p_{inj} = 10 \text{ MPa}$ . Ve stavu právě natankované nádrže je palivový systém plně funkční, neboť v nádrži je větší tlak, než je potřebný k ve-



Obr. 2.1: Základní schema systému

fukování. Tato funkčnost je teoreticky zajištěna do stavu, kdy tlak v nádrži klesne vlivem odběru paliva za provozu na vefukovací tlak.

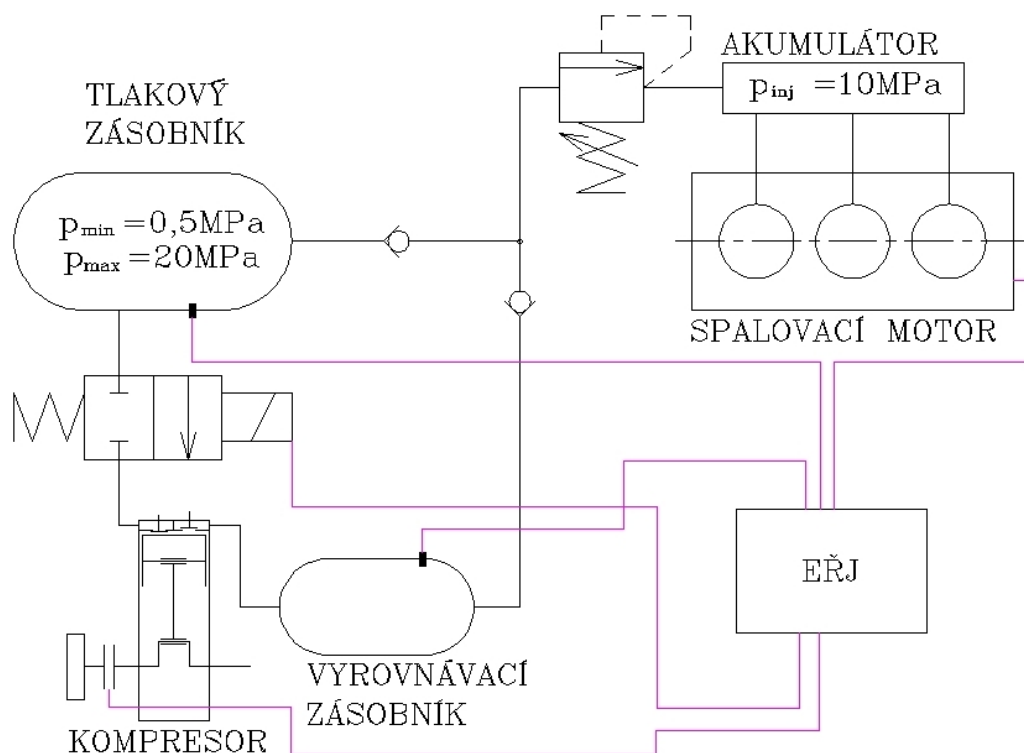


Obr. 2.2: Palivový systém s vysokotlakým kompresorem

## 2.2 Rozšířený palivový systém pro vnitřní tvoření směsi plynného paliva se vzduchem

Aby se nemuselo z důvodů uvedených v odd. 2.1 předčasně zajíždět k plnicí stanici natankovat s daleka nevyprázdňenou nádrží, byla do systému vložena boční větev (viz obr. 2.2), která navíc obsahuje kompresor s elektromagneticky ovládanou spojkou, který zbývající palivo stlačuje na tlak  $p_2 = 10,5 \text{ MPa}$ . Boční větev dále obsahuje jeden dvupolohový třícestný ventil (3/2 ventil), dva zpětné ventily a vyrovnávací nádrž, jejímž úkolem je vyrovnávat tlakové rázy vznikající v systému.

Systém, po naplnění nádrží na maximální tlak, pracuje až do tlaku  $10,5 \text{ MPa}$  tak, že z nádrže přes zpětný ventil umístěný bezprostředně za nádrží palivo samovolně proudí do akumulátoru a dále přes vefukovací ventily do spalovacího prostoru ve válci motoru. Druhý zpětný ventil, umístěný na výstupu z vyrovnávací nádrže bude vlivem vyššího tlakového spádu na straně motoru zavřený. Při poklesu tlaku na tlak o něco málo vyšší než je tlak vefukovací, přesune se šoupátko 3/2 ventilu do průchozí polohy a zároveň se sepne elektromagneticky ovládaná spojka kompresoru, který za-



Obr. 2.3: Palivový systém s vysokotlakým kompresorem a elektronickým řízením



čne přes vyrovnávací zásobník a zpětný ventil plnit systém palivem. Po dosažení požadovaného tlaku se elektromagneticky ovládaná spojka rozpojí a šoupátko 3/2 ventilu se vrátí do výchozí neprůchozí polohy. Ovládání systému je zcela automatické, řízené elektronickou řídicí jednotkou (viz [obr. 2.3](#)), jejíž vstupy jsou snímač tlaku v nádrži a vyrovnávacího zásobníku, její výstupy jsou ovládání 3/2 ventilu a spínání pohonu elektromagnetické spojky kompresoru.

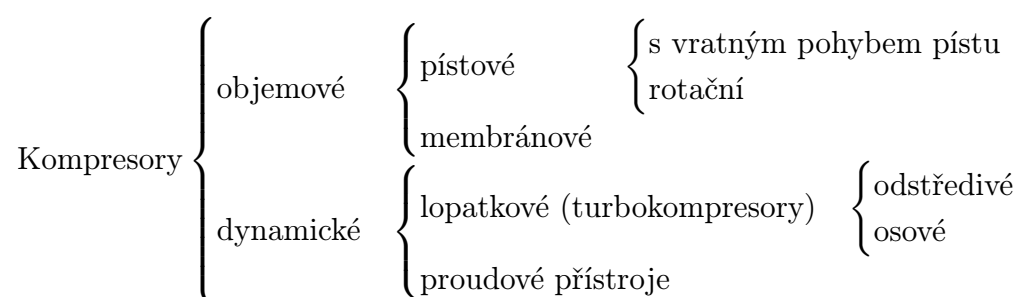
# Kapitola 3

## Vysokotlaký kompresor

### 3.1 Volba typu kompresoru

#### 3.1.1 Druhy kompresorů

Plyn se obecně dle [3, 5] stlačuje tak, že se buď zmenší objem prostoru, v němž je uzavřen (objemový kompresor), nebo se plynu udělí vysoká rychlost a jeho kinetická energie se pak přemění v difuzoru na energii tlakovou (dynamický kompresor). Na [obr. 3.1](#) je znázorněno rozdělení kompresorů podle způsobu stlačování.



Obr. 3.1: Rozdělení kompresorů podle způsobu stlačování.

U odstředivých kompresorů se v oběžném kole ( $3\,000$  až  $100\,000\text{ min}^{-1}$ ), otáčejícím se obvodovou rychlostí  $120$  až  $400\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , udělí lopatkami stlačovanému plynu vysoká obvodová rychlost a při ní vznikající odstředivá síla vyvolá stlačení plynu, které se ještě dále zvýší po výstupu plynu z oběžného kola a po snížení jeho rychlosti v difuzoru. Tok plynu je při tom prakticky radiální. V druhém typu lopatkových



kompresorů proudí plyn v podstatě ve směru osy. Proudění plynu je způsobováno oběžnými koly s lopatkami tvaru vrtule a usměrňováno vratnými lopatkami. Ty působí jako difuzory, vyvolávající zvýšení tlaku na vrub jeho kinetické energie.

Jiným dělítkem kompresorů je sací nebo výtlačný tlak. Poměru výtlačného  $p_2$  ku sacímu  $p_1$  tlaku se říká stupeň komprese  $\pi$

$$\pi = \frac{p_2}{p_1}.$$

Kompresory v užším slova smyslu jsou stroje na stlačování plynů na tlak 0,2 až 250 MPa a v tomto smyslu se rozdělují na:

1. nízkotlaké kompresory pro konečný tlak do 2,5 MPa,
2. středotlaké kompresory pro konečný tlak 2,5 až 10 MPa,
3. vysokotlaké kompresory pro konečný tlak 10 až 50 MPa.

Požadavky na nepřilíš vysokou kompresní teplotu, na malou hmotu stroje a na přiblížení se k izotermické kompresi vedou u strojů se stupněm komprese vyšším než pět k postupnému stlačování v několika stupních a k mezistupňovému chlazení. Pouze u vývěv a malých kompresorů nebo při přerušovaném provozu se volí stupně komprese v jednom stupni značně vyšší.

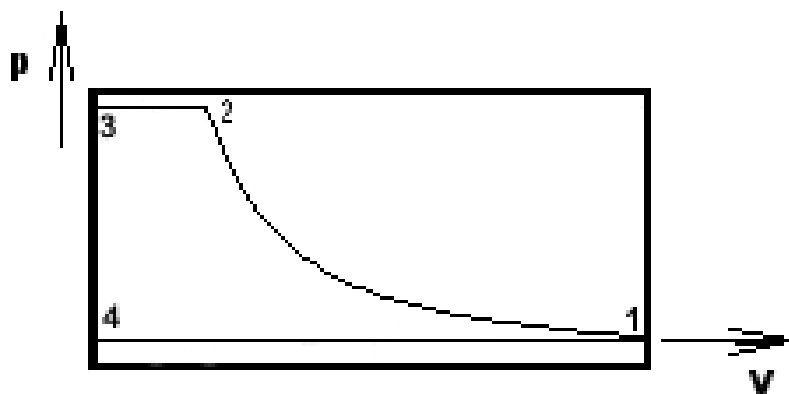
### 3.1.2 Volba kompresoru

S ohledem na zástavbové možnosti do motorového prostoru, obvyklým požadavkům na servis, jednoduchost, spolehlivost a běžnou údržbu byl dle rozdělení uvedeného v odd. 3.1.1 zvolen pístový kompresor s vratným pohybem pístu a počtem válců čtyři. V nejzazším případě může dosáhnout stupně komprese  $\pi = 10,5$ , a který již lze zařadit do skupiny vysokotlakých kompresorů.

### 3.1.3 Termodynamika pístových kompresorů

Pístový kompresor dle [7] nasává plyn o určitém termodynamickém stavu, pak jej komprimuje a nakonec o určitém stavu vytlačuje, např. do zásobníku stlačeného plynu. Jedná se tedy, při plnění a vyprazdňování válce, o přemísťování pracovní látky z jednoho prostoru do válce a po proběhnutí jediného jednoduchého děje (komprese nebo expanze) do prostoru jiného.

Ideální jednostupňový kompresor je takový kompresor, v jehož všech válcích probíhá stlačení ze sacího tlaku přímo na tlak ve výtlačném potrubí (viz [obr. 3.2](#)).



Obr. 3.2: Indikátorový diagram ideálního pístového kompresoru

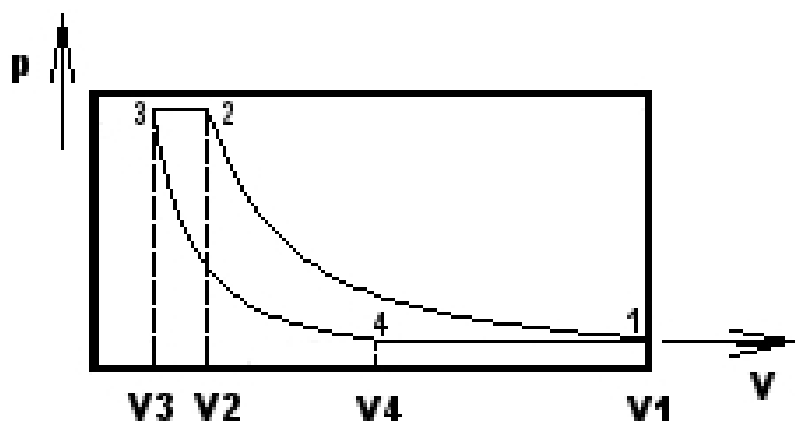
U každého skutečného kompresoru vznikají určité ztráty a odchylky od ideálních změn stavu plynu, známých z termodynamiky. U ideálního kompresoru:

1. se odstraní během vytlačování všechen plyn z válce ( $V_0 = 0$ ),
2. nevznikají žádné tlakové odpory při vstupu plynu do válce, ani při výtlačku plynu z válce do potrubí a oba děje jsou izobarické,
3. nejsou žádné ztráty netěsností,
4. nevznikají žádné ztráty třením,
5. stlačování probíhá adiabaticky,
6. při nasávání plynu ani při jeho výtlačku nenastává sdílení tepla s okolím.

U skutečných kompresorů nemůžeme zajistit dokonalé vyprázdnění válce. Ventily ovládající přivádění a odvádění pracovní látky vyžadují vzhledem k svému pohybu v horní úvrati existenci škodlivého prostoru  $V_0$ .

Pracovní diagram pístového kompresoru se škodlivým prostorem  $V_0 = V_3$  je znázorněn na [obr. 3.3](#).

V pravé krajní poloze pístu 1 je válec naplněn množstvím plynu o tlaku  $p_1$  a teplotě  $T_1$ . Vodorovná přímka procházející bodem 1 zobrazuje plnění válce, během kterého se stav plynu nemění  $p_4 = p_1$ ,  $T_4 \cong T_1$ ,  $V_4 = V_1$ , ve válci se mění množství



Obr. 3.3: Indikátorový diagram pístového kompresoru

plynu, jeho nasáváním vzrůstá celkový objem na hodnotu  $V_1$ . Stlačený plyn je po ukončení komprese (její konec se předpokládá otevřením automatického zpětného výtlačného ventilu) vytlačován z válce, idealizovaně při neproměnném stavu  $p_3 = p_2$ ,  $T_3 = T_2$ ,  $V_3 = V_2$ . Kompresi předpokládáme polytropickou dle [rov. 3.1](#)

$$p(V) = p_1 \left( \frac{V_1}{V} \right)^{n_1}. \quad (3.1)$$

Celkový objem plynu a též jeho množství se postupně zmenšuje  $m_3 < m_2$ . V horní úvratí 3 se válec uzavře, zbývající množství plynu  $m_3$  tvoří uzavřený systém a při zpětném pohybu pístu plyn polytropicky expanduje dle [rov. 3.2](#)

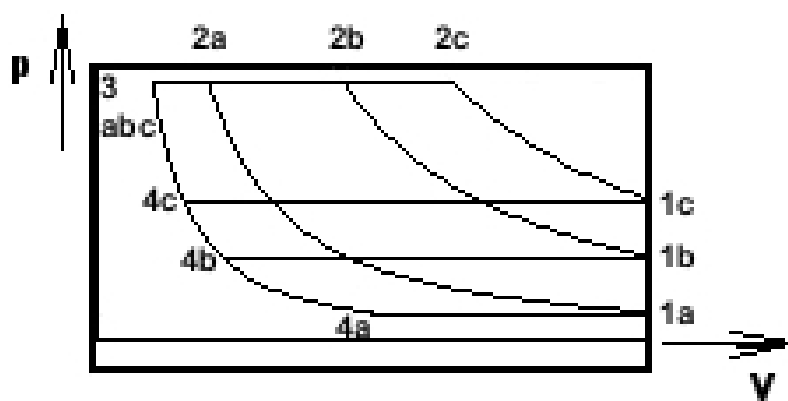
$$p(V) = p_3 \left( \frac{V_3}{V} \right)^{n_2}. \quad (3.2)$$

## 3.2 Návrh hlavních rozměrů kompresoru

V tomto oddíle je proveden výpočet zdvihu a vrtání kompresoru, kde se vychází ze zadaných hodnot spalovacího motoru, vlastností paliva ([CNG](#), [CH2](#)) a hodnot volených (počet válců a střední pístová rychlost kompresoru). Pro výpočty jsou použity základní vztahy termomechaniky, mechaniky tekutin a kinematiky. Rozdíl mezi výpočtem použitým pro [CNG](#) a pro [CH2](#) je jen v zadaných parametrech paliv.

Výpočty byly prováděny pro podmínky nejvyššího zatížení, které jsou maximální otáčky kompresoru (při maximálních otáčkách motoru)  $n_k = 3333 \text{ min}^{-1}$ , maximální rozdíl vstupního a výstupního tlaku  $p_1 = 0,5 \text{ MPa}$  a  $p_2 = 10,5 \text{ MPa}$ . V běžném

provozu kompresoru se předpokládají daleko příznivější podmínky. Na [obr. 3.4](#) je znázorněn  $p$ - $V$  diagram kompresoru při třech režimech provozu kompresoru, kde výtlačný tlak  $p_2$  je vždy stejný a mění se podle stavu naplnění nádrže vstupní tlak  $p_1$ . Kompresní cyklus 1a-2a-3a-4a popisuje situaci, kdy stav paliva v zásobníku je na minimu  $p_1 = 0,5$  MPa a kompresor stlačuje palivo na tlak  $p_2 = 10,5$  MPa, tzv. stav maximálního zatížení. Kompresní cyklus 1c-2c-3c-4c popisuje situaci, kdy tlak paliva v zásobníku vlivem provozu klesl k hranici vefukovacího tlaku na  $p_1 = 10,1$  MPa a palivový systém už by nefungoval přirozeně vlivem tlakového spádu, tudíž je kompresor uveden do provozu. Kompresní cyklus 1b-2b-3b-4b popisuje libovolnou situaci mezi výše uvedenými stavy.



Obr. 3.4: Indikátorový diagram pístového kompresoru

Během tvorby této práce zároveň došlo ke změně nastavení vstupního tlaku  $p_1 = 0,5$  MPa na  $p_1 = 1$  MPa, výstupní tlak  $p_2 = 10,5$  MPa zůstal nezměněn. Došlo tedy k tomu, že hlavní rozměry kompresoru (zdvih a vrtání) byly počítány pro vstupní tlak  $p_1 = 0,5$  MPa, ostatní výpočty pro vstupní tlak  $p_1 = 1$  MPa.

### 3.2.1 Zadané hodnoty pro návrh provozních a rozměrových parametrů kompresoru

Vstupní tlak	$p_1 = 0,5$ MPa
Výstupní tlak	$p_2 = 10,5$ MPa
Teplota vstupního vzduchu	$T_1 = 300$ K
Maximální efektivní výkon motoru	$P_{\text{e max}} = 50$ kW
Otáčky motoru při $P_{\text{e max}}$	$n_m = 5\,000$ min <sup>-1</sup>

Celková účinnost motoru	$\eta_C = 0,26$
Mechanická účinnost kompresoru	$\eta_m = 0,9$
Maximální otáčky kompresoru (volba $\rightarrow \frac{2}{3}n_m$ )	$n_k = 3\,333 \text{ min}^{-1}$
Počet válců (volba)	$i = 4$
Střední pístová rychlost kompresoru (volba)	$c_s = 2,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
Objem škodlivého prostoru <b>CNG</b> kompresoru	$V_{0\text{CNG}} = 0,585 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$
Objem škodlivého prostoru <b>CH2</b> kompresoru	$V_{0\text{CH2}} = 1,849 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$
Individuální plynová konstanta <b>CNG</b>	$r_{\text{CNG}} = 518 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Individuální plynová konstanta <b>CH2</b>	$r_{\text{CH2}} = 4\,157 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Výhřevnost <b>CNG</b>	$H_{U/\text{CNG}} = 49 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
Výhřevnost <b>CH2</b>	$H_{U/\text{CH2}} = 120 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
Polytropický exponent komprese <b>CNG</b>	$n = 1,28$
Polytropický exponent expanze <b>CNG</b>	$n = 1,32$
Polytropický exponent komprese <b>CH2</b>	$n = 1,38$
Polytropický exponent expanze <b>CH2</b>	$n = 1,40$

Objem škodlivého prostoru  $V_0$  byl stanoven ve velikosti 10 % zdvihového objemu  $V_z$  z postupného upřesňování výpočtu.

### 3.2.2 Výpočet zdvihu pístu $z$ (m)

Vychází se ze vztahu pro výpočet střední pístové rychlosti kompresoru  $c_s$ , která se odvíjí od otáček kompresoru, tudíž je stejná pro obě paliva

$$c_s = \frac{2 z n_k}{60}. \quad (3.3)$$

Z [rov. 3.3](#) se vyjádří  $z$

$$z = \frac{30 c_s}{n_k} = \frac{30 \cdot 2,6}{3\,333} = 23,4 \cdot 10^{-3} \text{ m},$$

jenž se zaokrouhlí směrem dolů na celé číslo

$$\underline{\underline{z = 23 \cdot 10^{-3} \text{ m.}}}$$

### 3.2.3 Výpočet vrtání válce pro CNG kompresor $d_{\text{CNG}}$ (m)

Idea výpočtu je taková, že se z maximálního efektivního výkonu, výhřevnosti paliva a účinnosti vypočte potřebné hmotnostní množství paliva  $\dot{m}_{\text{p/CNG}}$

$$P_{\text{e}_{\max}} = \dot{m}_{\text{p/CNG}} H_{U/\text{CNG}} \eta_{\text{C}}. \quad (3.4)$$

Z rov. 3.4 se vyjádří  $\dot{m}_{\text{p/CNG}}$

$$\dot{m}_{\text{p/CNG}} = \frac{P_{\text{e}_{\max}}}{H_{U/\text{CNG}} \eta_{\text{C}}} = \frac{50\,000}{49 \cdot 10^6 \cdot 0,26} = 3,9 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1},$$

které se následně přepočítá na jeden válec a jeden zdvih

$$M_1 = \frac{60 \dot{m}_{\text{p/CNG}}}{i n_{\text{k}}} = \frac{60 \cdot 3,9 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 3\,333} = 17,7 \cdot 10^{-6} \text{ kg}.$$

Ze stavové rovnice se poté vypočte zdvihový objem

$$p_1 V_z = M_1 r_{\text{CNG}} T_1, \quad (3.5)$$

ze kterého se vyjádří  $V_z$

$$V_z = \frac{M_1 r_{\text{CNG}} T_1}{p_1} = \frac{17,7 \cdot 10^{-6} \cdot 518 \cdot 300}{500\,000} = 5,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3.$$

Dosazením do vztahu

$$V_z = \frac{\pi d_{\text{CNG}}^2}{4} z, \quad (3.6)$$

se vyjádří  $d_{\text{CNG}}$

$$d_{\text{CNG}} = \sqrt{\frac{4 V_z}{\pi z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,5 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 23 \cdot 10^{-3}}} = 17,4 \cdot 10^{-3} \text{ m},$$

které se zaokrouhlí směrem nahoru na celé číslo

$$\underline{\underline{d_{\text{CNG}} = 18 \cdot 10^{-3} \text{ m.}}}$$

### 3.2.4 Zdvihový objem pro CNG kompresor $V_{\text{zCNG}}$ ( $\text{m}^3$ )

$$V_{\text{zCNG}} = \frac{\pi d_{\text{CNG}}^2}{4} z = \frac{\pi \cdot 0,018^2}{4} \cdot 0,023 = 5,853 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 5,853 \text{ cm}^3.$$

### 3.2.5 Výpočet vrtání válce pro CH<sub>2</sub> kompresor $d_{\text{CH}_2}$ (m)

Idea výpočtu je stejná, až na to, že se do vztahu pro výpočet hmotnostního množství paliva dosadí výhřevnost příslušná CH<sub>2</sub>, tedy

$$\dot{m}_{\text{p/CH}_2} = \frac{P_{\text{emax}}}{H_{U/\text{CH}_2} \eta_C} = \frac{50\,000}{120 \cdot 10^6 \cdot 0,26} = 1,6 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1},$$

které se následně přepočítá na jeden válec a jeden zdvih

$$M_1 = \frac{60 \dot{m}_{\text{p/CH}_2}}{i n_k} = \frac{60 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 3\,333} = 7,2 \cdot 10^{-6} \text{ kg}.$$

Ze stavové rovnice se poté vypočte zdvihový objem

$$p_1 V_z = M_1 r_{\text{CH}_2} T_1, \quad (3.7)$$

ze kterého se vyjádří  $V_z$

$$V_z = \frac{M_1 r_{\text{CH}_2} T_1}{p_1} = \frac{7,2 \cdot 10^{-6} \cdot 4\,157 \cdot 300}{500\,000} = 18 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3.$$

Dosazením do vztahu

$$V_z = \frac{\pi d_{\text{CH}_2}^2}{4} z \quad (3.8)$$

se vyjádří  $d_{\text{CH}_2}$

$$d_{\text{CH}_2} = \sqrt{\frac{4 V_z}{\pi z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 18 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 23 \cdot 10^{-3}}} = 31,5 \cdot 10^{-3} \text{ m},$$

které se zaokrouhlí směrem nahoru na celé číslo

$$\underline{\underline{d_{\text{CH}_2} = 32 \cdot 10^{-3} \text{ m.}}}$$

### 3.2.6 Zdvihový objem pro CH<sub>2</sub> kompresor $V_{zCH_2}$ (m<sup>3</sup>)

$$V_{zCH_2} = \frac{\pi d_{CH_2}^2}{4} z = \frac{\pi \cdot 0,032^2}{4} \cdot 0,023 = 18,498 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 18,498 \text{ cm}^3.$$

### 3.2.7 Výpočet stavových veličin v jednotlivých bodech cyklu pro CNG

Stavové veličiny v jednotlivých bodech cyklu byly určovány dle vztahů a zásad uvedených v odd. 3.1.3. Níže jsou uvedeny výpočty pro vstupní tlak  $p_1 = 1$  MPa, pro vyšší vstupní tlaky až do  $p_1 = 10$  MPa jsou uvedeny v tab. 3.1. Ostatní stavové veličiny ( $V_1$ ,  $T_1$ ,  $p_2$ ,  $p_3$ ,  $V_3$ ,  $p_4$ ) jsou konstantní, dané nastavením a konstrukcí kompresoru.

**Bod 1:**

$$p_1 = 1 \text{ MPa}$$

$$V_1 = V_{0CNG} + V_{zCNG} = 0,585 \cdot 10^{-6} + 5,853 \cdot 10^{-6} = 6,438 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$T_1 = 300 \text{ K} = 27^\circ \text{C}$$

**Bod 2:**

$$p_2 = 10,5 \text{ MPa}$$

$$V_2 = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} V_1 = \left(\frac{1}{10,5}\right)^{\frac{1}{1,28}} \cdot 6,438 \cdot 10^{-6} = 1,026 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$T_2 = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} T_1 = \left(\frac{10,5}{1}\right)^{\frac{1,28-1}{1,28}} \cdot 300 = 502 \text{ K} = 229^\circ \text{C}$$

**Bod 3:**

$$p_3 = 10,5 \text{ MPa}$$

$$V_3 = V_{0CNG} = 0,585 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$T_3 = T_2 = 502 \text{ K} = 229^\circ \text{C}$$

**Bod 4:**

$$p_4 = 1 \text{ MPa}$$

$$V_4 = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{1}{n}} V_3 = \left(\frac{10,5}{1}\right)^{\frac{1}{1,32}} \cdot 0,585 \cdot 10^{-6} = 3,474 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$T_4 = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{n-1}{n}} T_3 = \left(\frac{1}{10,5}\right)^{\frac{1,32-1}{1,32}} \cdot 502 = 284 \text{ K} = 11^\circ \text{C}$$



$p_1$ (MPa)	$V_2$ (m <sup>3</sup> )	$T_2$ (K)	$V_4$ (m <sup>3</sup> )	$T_4$ (K)
1	$1.026 \cdot 10^{-6}$	501	$3.474 \cdot 10^{-6}$	284
2	$1.762 \cdot 10^{-6}$	431	$2.055 \cdot 10^{-6}$	288
3	$2.419 \cdot 10^{-6}$	394	$1.511 \cdot 10^{-6}$	291
4	$3.029 \cdot 10^{-6}$	370	$1.215 \cdot 10^{-6}$	293
5	$3.606 \cdot 10^{-6}$	352	$1.026 \cdot 10^{-6}$	295
6	$4.158 \cdot 10^{-6}$	339	$0.893 \cdot 10^{-6}$	296
7	$4.690 \cdot 10^{-6}$	327	$0.795 \cdot 10^{-6}$	297
8	$5.206 \cdot 10^{-6}$	318	$0.718 \cdot 10^{-6}$	298
9	$5.708 \cdot 10^{-6}$	310	$0.657 \cdot 10^{-6}$	290
10	$6.197 \cdot 10^{-6}$	303	$0.607 \cdot 10^{-6}$	300

Tab. 3.1: Stavové veličiny pro **CNG** kompresor

### 3.2.8 Výpočet stavových veličin v jednotlivých bodech cyklu pro **CH<sub>2</sub>**

Stavové veličiny v jednotlivých bodech cyklu byly určovány dle vztahů a zásad uvedených v odd. 3.1.3. Níže jsou uvedeny výpočty pro vstupní tlak  $p_1 = 1$  MPa, pro vyšší vstupní tlaky až do  $p_1 = 10$  MPa jsou uvedeny v tab. 3.2. Ostatní stavové veličiny ( $V_1$ ,  $T_1$ ,  $p_2$ ,  $p_3$ ,  $V_3$ ,  $p_4$ ) jsou konstantní, dané nastavením a konstrukcí kompresoru.

#### Bod 1:

$$p_1 = 1 \text{ MPa}$$

$$V_1 = V_{0\text{CH}_2} + V_{z\text{CH}_2} = 1,849 \cdot 10^{-6} + 18,498 \cdot 10^{-6} = 20,347 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$T_1 = 300 \text{ K} = 27^\circ \text{C}$$

#### Bod 2:

$$p_2 = 10,5 \text{ MPa}$$

$$V_2 = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} V_1 = \left(\frac{1}{10,5}\right)^{\frac{1}{1,38}} \cdot 20,347 \cdot 10^{-6} = 3,703 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$T_2 = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} T_1 = \left(\frac{10,5}{1}\right)^{\frac{1,38-1}{1,38}} \cdot 300 = 573 \text{ K} = 300^\circ \text{C}$$

**Bod 3:**

$$p_3 = 1 \text{ MPa}$$

$$V_3 = V_{0\text{CH}_2} = 1,849 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$T_3 = T_2 = 573 \text{ K} = 300^\circ \text{C}$$

**Bod 4:**

$$p_4 = 1 \text{ MPa}$$

$$V_4 = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{1}{n}} V_3 = \left(\frac{10,5}{1}\right)^{\frac{1}{1,40}} \cdot 1,849 \cdot 10^{-6} = 9,916 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$T_4 = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{n-1}{n}} T_3 = \left(\frac{1}{10,5}\right)^{\frac{1,40-1}{1,40}} \cdot 573 = 293 \text{ K} = 20^\circ \text{C}$$

$p_1$ (MPa)	$V_2$ (m <sup>3</sup> )	$T_2$ (K)	$V_4$ (m <sup>3</sup> )	$T_4$ (K)
1	$3,702 \cdot 10^{-6}$	573	$9,916 \cdot 10^{-6}$	293
2	$6,119 \cdot 10^{-6}$	473	$6,044 \cdot 10^{-6}$	295
3	$8,208 \cdot 10^{-6}$	423	$4,524 \cdot 10^{-6}$	296
4	$10,111 \cdot 10^{-6}$	391	$3,684 \cdot 10^{-6}$	297
5	$11,885 \cdot 10^{-6}$	368	$3,141 \cdot 10^{-6}$	298
6	$13,564 \cdot 10^{-6}$	349	$2,758 \cdot 10^{-6}$	298
7	$15,167 \cdot 10^{-6}$	335	$2,470 \cdot 10^{-6}$	299
8	$16,708 \cdot 10^{-6}$	323	$2,245 \cdot 10^{-6}$	299
9	$18,197 \cdot 10^{-6}$	313	$2,064 \cdot 10^{-6}$	300
10	$19,640 \cdot 10^{-6}$	304	$1,914 \cdot 10^{-6}$	300

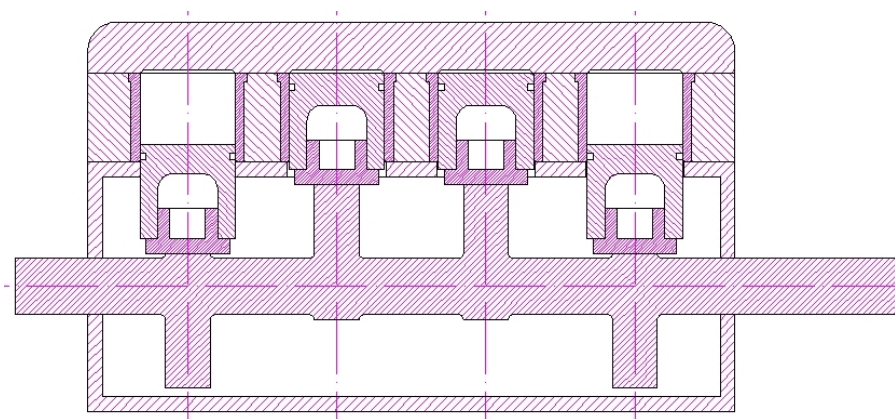
Tab. 3.2: Stavové veličiny pro **CH2** kompresor**3.2.9 Vypočtené hodnoty a jejich zhodnocení**

Pro obě paliva tedy vyšly čtyřválcové kompresory se zdvihem  $z = 23 \text{ mm}$ , vrtání pro **CNG** je  $18 \text{ mm}$  a pro **CH2** je  $32 \text{ mm}$ .

Protože kompresor by měl být schopen použití zároveň pro obě paliva, tak se volí pro všechny další výpočty a úvahy varianta s vrtáním  $32 \text{ mm}$ , čímž bude zajištěna správná funkce z hlediska množství i tlaku paliva.

### 3.3 Řadový kompresor

Jednou z variant uspořádání válců kompresoru, se kterou bylo uvažováno je uspořádání řadové (viz [obr. 3.5](#)). Tato varianta však zůstala z časových důvodů jen ve stavu základního koncepčního návrhu a přestože má výhodu lepší prostorové zastavitelnosti, do bližších podrobností nebylo zacházeno.



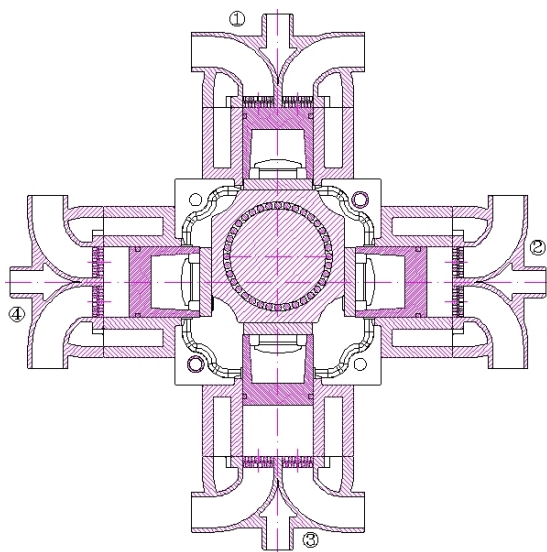
Obr. 3.5: Řadový kompresor

Na jednodílném společném excentrovém hřídeli se nacházejí čtyři excentry, pro každý válec jeden. Při otáčení hřídele působí excentry silově přes kluzná zdvihátka na jednotlivé písty, které stlačují palivo. Zpětný pohyb pístů je zajištěn silami vyvolanými tlakem nasávaného paliva.

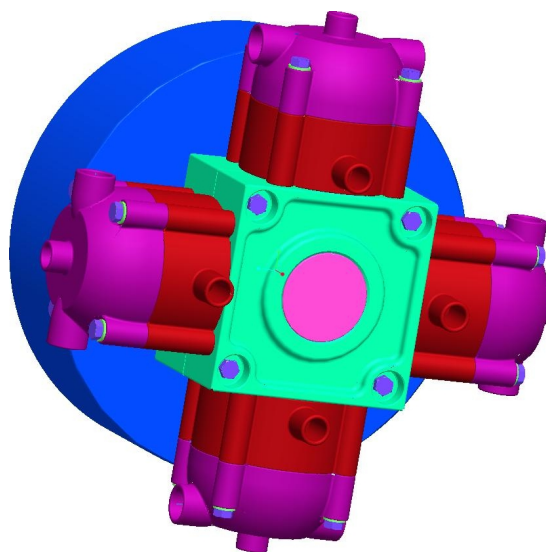
### 3.4 Hvězdicový kompresor

Hvězdicové variantě uspořádání válců (viz [obr. 3.6](#)) byla věnována hlavní pozornost. Základní nosnou část kompresoru tvoří dva identické bloky (viz [obr. 3.7](#)), které jsou k sobě přišroubovány čtyřmi šrouby M5×60, čímž tvoří skříň kompresoru. Bloky jsou odlity ze slitiny AlSi9Cu3. Zaměnitelnost bloků zvyšuje jeho jednoduchost a opravitelnost, navíc lze předpokládat snížení výrobních nákladů.

Do dutiny skříně je prostřednictvím valivých kuličkových ložisek uložen kovaný hřídel s excentrem z materiálu 14 220, který přes jehlové segmenty a tělísko čtyřhranného obrysu, působí na zdvihátka jednotlivých pístů. Zpětný pohyb pístů je stejně jako u řadové varianty zajištěn silami vyvolanými tlakem nasávaného paliva.



Obr. 3.6: Hvězdicový kompresor

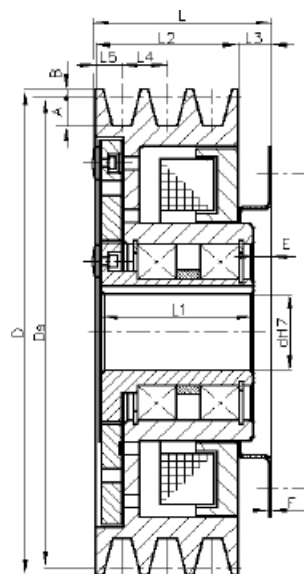


Obr. 3.7: Model hvězdicového kompresoru

**Chlazení** válců bude kapalinové, jako chladicí médium je využito chladicí kapaliny spalovacího motoru. Pohon kompresoru je zajištěn přes elektromagneticky ovládanou spojku (viz [obr. 3.8](#)). Hnací částí spojky je řemenice (dle informací od výrobce PSP Přerov lze řemenici vyrobít v jakémkoliv tvaru a velikosti), která je



(a) Spojka



(b) Výkres spojky

Obr. 3.8: Elektromagneticky ovládaná spojka

poháněná společným řemenem od klikového hřídele spalovacího motoru. Řemenice zároveň tvoří magnetové těleso, které se trvale otáčí na valivých ložiskách. Hnanou částí je náboj nesoucí axiálně pružně upevněnou kotvovou desku. Budicí cívka je na nosiči, který je pevně spojen s neotočným dílcem nebo rámem stroje. Po přivedení budicího proudu do cívky se zmagnetuje otáčející se magnetové těleso, které k sobě přitáhne kotvovou desku. Třením mezi nimi se přenáší točivý moment. Po přerušení budicího proudu odtáhne plochá pružina kotvovou desku do výchozí polohy a přenos točivého momentu se přeruší.

K **mazání** je využit motorový olej spalovacího motoru, který se přivede do vrtného hřídele excentru a dále kanálkem na vnější obvod excentru, kde přes utěsněný prostor jehlových segmentů prochází na vnější stykové plochy tělíska a zdvihátek válců. Olej poté steče na dno skříně, odkud otvorem odchází do olejové vany spalovacího motoru. V úvahu přichází i mazání ostřikem, kde by dvě trysky (umístěné proti sobě) ostřikovaly vnitřní prostor kompresoru. Olej by poté stekl na dno skříně, odkud by odcházel do olejové vany spalovacího motoru.

### 3.4.1 Kinematika mechanismu s excentrickou vačkou

Dle [4] lze kinematicky excentrový mechanismus v celém rozsahu pohybu nahradit mechanismem kulisovým (viz obr. 3.9). Zdvihová závislost tohoto mechanismu je

$$y(\varphi) = e - e \cos \varphi, \quad (3.9)$$

kde  $e$  – excentricita.

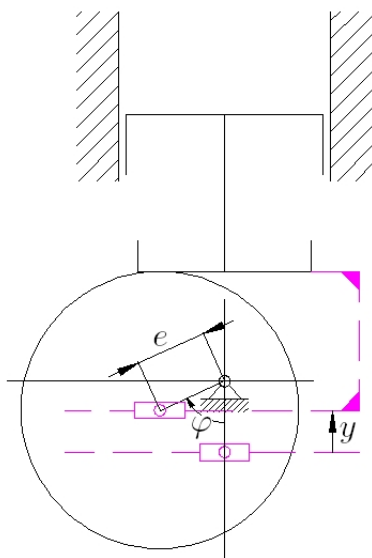
Excentricita se rovná polovině zdvihu mechanismu

$$e = \frac{z}{2} = \frac{0,023}{2} = 11,5 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

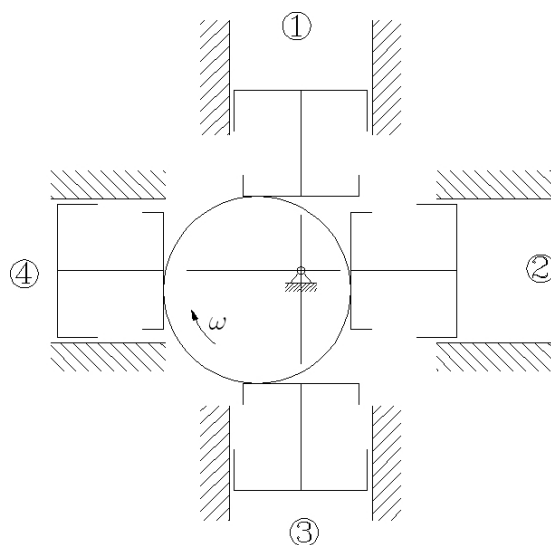
Pro ostatní písty platí stejný vztah, jen fázově posunutý (viz obr. 3.10).

### 3.4.2 Silové zatížení mechanismu s excentrickou vačkou

Silové zatížení excentrického mechanismu vychází z průběhu tlaků v jednotlivých válcích kompresoru, které jsou dle úhlu natočení hřídele závislé na stavech kompresního cyklu jednotlivých válců. Kompresní cyklus se skládá z polytropické komprese,



Obr. 3.9: Kinematické schema



Obr. 3.10: Kinematické schema čtyřválcového kompresoru

výtlačku, polytropické expanze a sání.

$$\text{kompresa: } p(V) = p_1 \left( \frac{V_1}{V} \right)^{n_1}$$

$$\text{výtlač: } p(V) = p_2$$

$$\text{expanze: } p(V) = p_3 \left( \frac{V_3}{V} \right)^{n_2}$$

$$\text{sání: } p(V) = p_4$$

Nyní je třeba přepočítat souřadnice tak, aby píst začínal ve spodní úvrati. Provede se to úpravou jmenovatele ve zlomku.

$$\text{kompresa: } p(V) = p_1 \left( \frac{V_1}{V_1 - V} \right)^{n_1}$$

$$\text{výtlač: } p(V) = p_2$$

$$\text{expanze: } p(V) = p_3 \left( \frac{V_3}{V_1 - V} \right)^{n_2}$$

$$\text{sání: } p(V) = p_4$$

Tyto vztahy jsou závislé na objemu plynu ve válci kompresoru, který se na úhel

natočení hřídele přepočítá pomocí vztahu

$$V = y \frac{\pi d^2}{4} = y S, \quad (3.10)$$

kde  $y$  – zdvihová funkce,  
 $S$  – plocha pístu.

S využitím [rov. 3.10](#) se píše

$$\begin{aligned} \text{kompresce: } p(\varphi) &= p_1 \left( \frac{V_1}{V_1 - (e - e \cos \varphi) S} \right)^{n_1}, \\ \text{výtlak: } p(\varphi) &= p_2, \\ \text{expanze: } p(\varphi) &= p_3 \left( \frac{V_3}{V_1 - (e - e \cos \varphi) S} \right)^{n_2}, \\ \text{sání: } p(\varphi) &= p_4. \end{aligned}$$

Z průběhu tlaku na úhlu natočení  $p(\varphi)$  na průběh síly na úhlu natočení  $F(\varphi)$  se přejde tak, že se výše uvedené vztahy vynásobí plochou pístu  $S$

$$\begin{aligned} \text{kompresce: } F(\varphi) &= p_1 S \left( \frac{V_1}{V_1 - (e - e \cos \varphi) S} \right)^{n_1}, \\ \text{výtlak: } F(\varphi) &= p_2 S, \\ \text{expanze: } F(\varphi) &= p_3 S \left( \frac{V_3}{V_1 - (e - e \cos \varphi) S} \right)^{n_2}, \\ \text{sání: } F(\varphi) &= p_4 S. \end{aligned}$$

Pro vytvoření spojitého silového průběhu od pístu během celé jedny otáčky hřídele bylo nutné výše uvedené vztahy po částech nadefinovat jako funkce.

$$F(\varphi) = \begin{cases} p_1 S \left( \frac{V_1}{V_1 - (e - e \cos \varphi) S} \right)^{n_1} & \text{pro } \varphi \in (0; \varphi_{12}) \\ p_2 S & \text{pro } \varphi \in (\varphi_{12}; 180) \\ p_3 S \left( \frac{V_3}{V_1 - (e - e \cos \varphi) S} \right)^{n_2} & \text{pro } \varphi \in (180; \varphi_{34}) \\ p_4 S & \text{pro } \varphi \in (\varphi_{34}; 360) \end{cases} \quad (3.11)$$

V kalkulátoru [TI 89](#) byla pomocí rozhodovacích a řídicích příkazů (If, Elself, Return atd.) vytvořena funkce dle [rov. 3.11](#) (viz [obr. 3.11](#)) pro  $\varphi \in (-180^\circ; 450^\circ)$

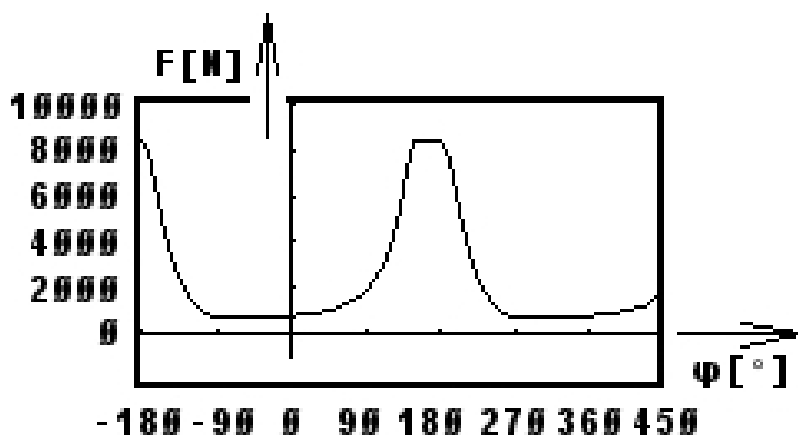
(viz [obr. 3.12](#)), což je jen z důvodu pozdější matematické manipulace s funkcí. Všechny následující výpočty se týkají případu stlačování [CH2](#) ve vysokotlakém kompresoru pro vstupní tlak  $p_1 = 1$  MPa a výstupní tlak  $p_2 = 10,5$  MPa.

```

f(φ)
Func
If φ ≤ -180+φ34 Then
  Return p3*s*(v3/(v1-(e-e*cos(φ))*s))^n2
ElseIf φ > -180+φ34 and φ ≤ 0 Then
  Return p4*s
ElseIf φ > 0 and φ ≤ φ12 Then
  Return p1*s*(v1/(v1-(e-e*cos(φ))*s))^n1
ElseIf φ > φ12 and φ ≤ 180 Then
  Return p2*s
ElseIf φ > 180 and φ ≤ 180+φ34 Then
  Return p3*s*(v3/(v1-(e-e*cos(φ))*s))^n2
ElseIf φ > 180+φ34 and φ ≤ 360 Then
  Return p4*s
Else
  Return p1*s*(v1/(v1-(e-e*cos(φ))*s))^n1
EndIf
EndFunc

```

Obr. 3.11: Definice funkce definované po částech v TI 89



Obr. 3.12: Obecný průběh síly na píst v závislosti na úhlu natočení vačky pro vstupní tlak [CH2](#)  $p_1 = 1$  MPa, výstupní tlak  $p_2 = 10,5$  MPa

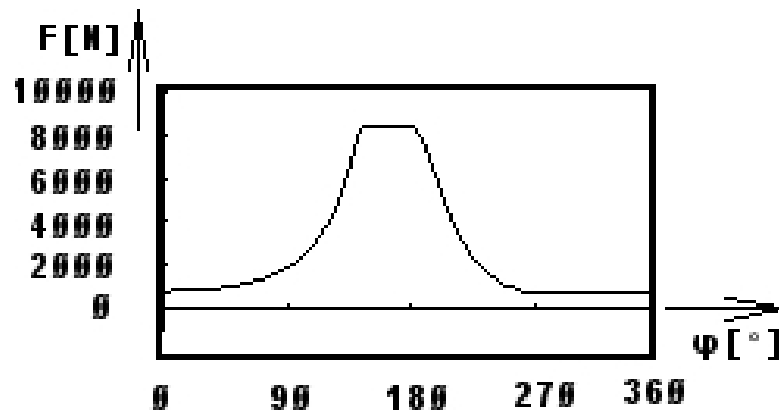
Funkce  $F(\varphi)$  byla použita jak pro nadefinování průběhu síly od pístu 1 (viz [obr. 3.13](#))

$$F_1(\varphi) = F(\varphi) \quad \text{pro } \varphi \in (0^\circ; 360^\circ),$$

tak i silových průběhů od ostatních pístů (viz [obr. 3.14](#)).



$$\begin{aligned}
 F_2(\varphi) &= F(\varphi - 90^\circ) && \text{pro } \varphi \in (0^\circ; 360^\circ) \\
 F_3(\varphi) &= F(\varphi - 180^\circ) && \text{pro } \varphi \in (0^\circ; 360^\circ) \\
 F_4(\varphi) &= F(\varphi + 90^\circ) && \text{pro } \varphi \in (0^\circ; 360^\circ)
 \end{aligned}$$



Obr. 3.13: Průběh síly na píst 1 v závislosti na úhlu natočení vačky pro vstupní tlak [CH2](#)  $p_1 = 1$  MPa, výstupní tlak  $p_2 = 10,5$  MPa

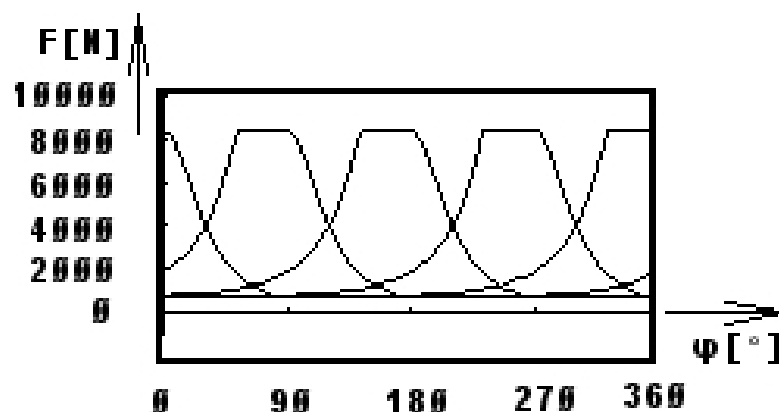
```

C: Define F1(phi)=F(phi)
C: Define F2(phi)=F(phi-90)
C: Define F3(phi)=F(phi-180)
C: Define F4(phi)=F(phi+90)

```

Obr. 3.14: Definice sil od jednotlivých pístů v TI 89

Na [obr. 3.15](#) jsou vykresleny silové průběhy od všech pístů.



Obr. 3.15: Celkové silové zatížení v závislosti na úhlu natočení vačky pro vstupní tlak [CH2](#)  $p_1 = 1$  MPa, výstupní tlak  $p_2 = 10,5$  MPa

### 3.4.3 Kroutící moment

Definice kroutícího momentu je

$$M = F r, \quad (3.12)$$

kde  $M$  moment,

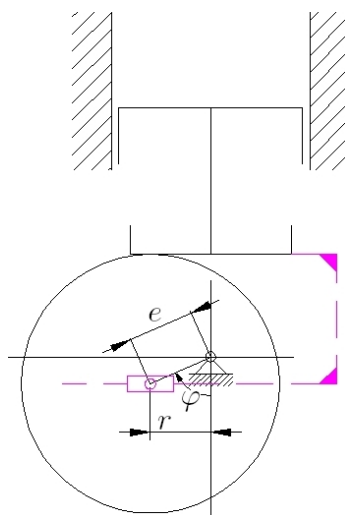
$F$  síla,

$r$  rameno momentu.

V našem případě je rameno závislé na úhlu natočení hřídele (viz [obr. 3.16](#)) a určí se dle vztahu

$$r = e \sin \varphi. \quad (3.13)$$

Pro válec 1 bude s využitím [rov. 3.12](#) a [rov. 3.13](#) kroutící moment



Obr. 3.16: Rameno momentu v závislosti na úhlu natočení vačky

$$M_1(\varphi) = F_1(\varphi) e \sin \varphi.$$

Pro ostatní válce se získá kroutící moment posunutím argumentu

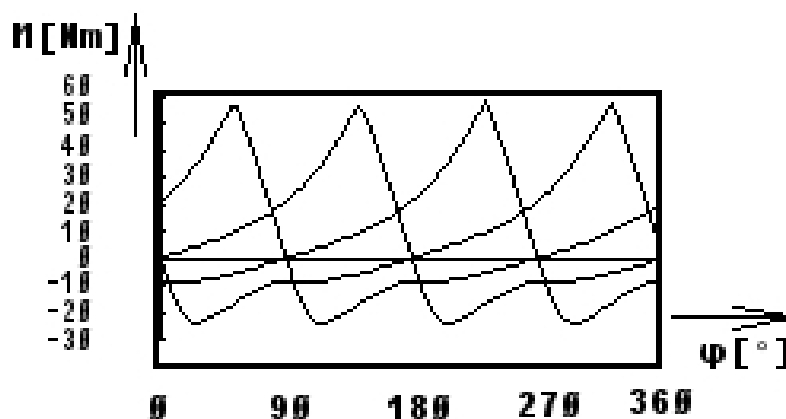
$$M_2(\varphi) = F_2(\varphi) e \sin (\varphi - 90),$$

$$M_3(\varphi) = F_3(\varphi) e \sin (\varphi - 180),$$

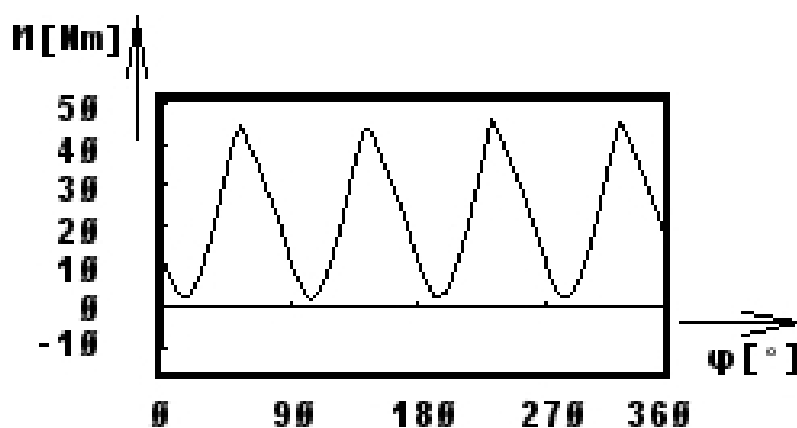
$$M_4(\varphi) = F_4(\varphi) e \sin (\varphi + 90).$$

Po vykreslení se pro vstupní tlak  $p_1 = 1 \text{ MPa}$  a výstupní tlak  $p_2 = 10,5 \text{ MPa}$  získá průběh (viz [obr. 3.17](#)). Sečtením momentů jednotlivých válců se získá celková momentová charakteristika (viz [obr. 3.18](#))

$$M_C(\varphi) = M_1(\varphi) + M_2(\varphi) + M_3(\varphi) + M_4(\varphi).$$



Obr. 3.17: Průběh kroutícího momentu v závislosti na úhlu natočení vačky pro vstupní tlak [CH2](#)  $p_1 = 1 \text{ MPa}$ , výstupní tlak  $p_2 = 10,5 \text{ MPa}$



Obr. 3.18: Celkový průběh kroutícího momentu v závislosti na úhlu natočení vačky pro vstupní tlak [CH2](#)  $p_1 = 1 \text{ MPa}$ , výstupní tlak  $p_2 = 10,5 \text{ MPa}$

### 3.4.4 Příkon

Definice příkonu je

$$P = \frac{F v}{\eta_m}, \quad (3.14)$$

kde  $P$     příkon,  
       $F$     síla na píst,  
       $v$     rychlost pístu,  
       $\eta_m$     mechanická účinnost.

V tomto případě je rychlost závislá na úhlu natočení hřídele a rovná se první derivaci zdvihové funkce (viz [rov. 3.9](#)) podle času

$$v(\varphi) = \frac{dy}{dt} = e \sin(\varphi) \dot{\varphi} = e \sin(\varphi) \omega, \quad (3.15)$$

kde  $\omega$     úhlová rychlost.

Pro válec 1 bude příkon

$$P_1(\varphi) = \frac{F_1(\varphi) e \sin \varphi \omega}{\eta_m}.$$

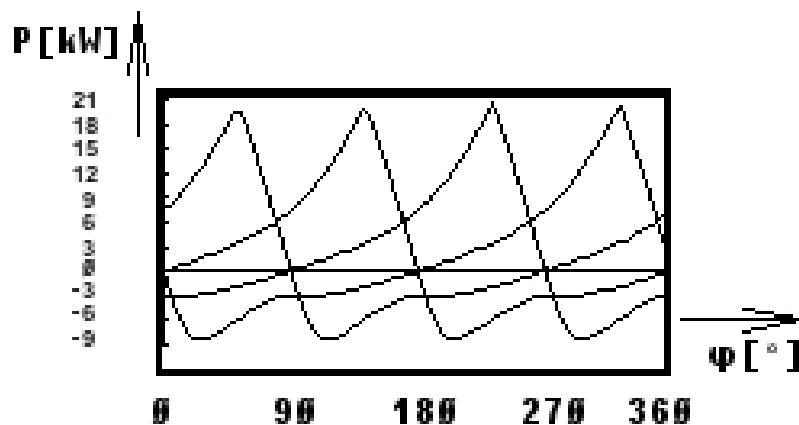
Pro ostatní válce se získá příkon posunutím argumentu

$$\begin{aligned} P_2(\varphi) &= \frac{F_2(\varphi) e \sin(\varphi - 90) \omega}{\eta_m}, \\ P_3(\varphi) &= \frac{F_3(\varphi) e \sin(\varphi - 180) \omega}{\eta_m}, \\ P_4(\varphi) &= \frac{F_4(\varphi) e \sin(\varphi + 90) \omega}{\eta_m}. \end{aligned}$$

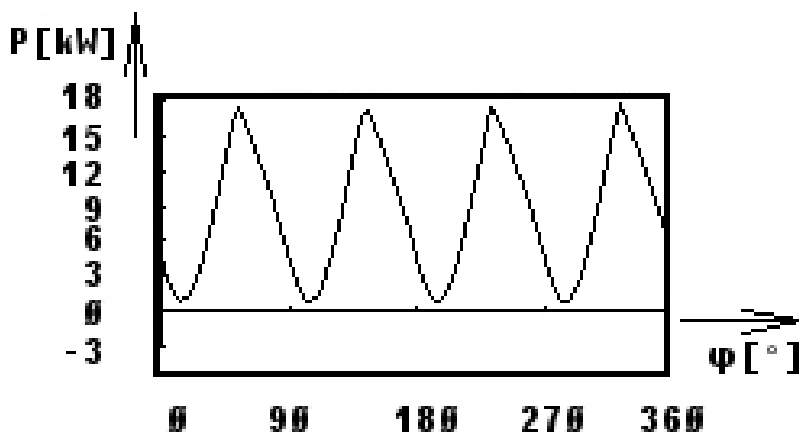
Po vykreslení se získá průběh (viz [obr. 3.19](#)). Sečtením příkonů jednotlivých válců se získá celková příkonová charakteristika (viz [obr. 3.20](#))

$$P_C(\varphi) = P_1(\varphi) + P_2(\varphi) + P_3(\varphi) + P_4(\varphi).$$

Střední hodnota příkonu počítaná jako součet všech funkčních hodnot funkce  $P_C(\varphi)$  podělená 360 vychází ve velikosti  $P_{\text{str}} = 8,4 \text{ kW}$  (s uvažovanou mechanickou účinností  $\eta_m = 0,9$ ).



Obr. 3.19: Průběh příkonu jednotlivých válců v závislosti na úhlu natočení vačky pro [CH2](#)  $p_1 = 1$  MPa, výstupní tlak  $p_2 = 10,5$  MPa



Obr. 3.20: Celkový průběh příkonu v závislosti na úhlu natočení vačky pro vstupní tlak [CH2](#)  $p_1 = 1$  MPa, výstupní tlak  $p_2 = 10,5$  MPa

Příkon kompresoru lze rovněž spočítat dle vztahu

$$P = \frac{\dot{m}_p a_t}{\eta_m}, \quad (3.16)$$

kde  $\dot{m}_p$  hmotnostní průtok paliva  
 $a_t$  měrná technická práce.

Hmotnostní průtok paliva se vypočte jako

$$\dot{m}_p = \varrho (V_2 - V_3) i n_k = \frac{p_2}{r T_2} (V_2 - V_3) i n_k,$$

$p_1$ (MPa)	$\varrho$ (kg · m <sup>-3</sup> )	$\dot{m}_p$ (kg · s <sup>-1</sup> )	$T_2$ (K)	$P$ (kW)
1	4,4	$1,8 \cdot 10^{-3}$	573	8,0
2	5,3	$5,1 \cdot 10^{-3}$	473	14,2
3	6,0	$8,4 \cdot 10^{-3}$	423	16,8
4	6,5	$11,8 \cdot 10^{-3}$	391	17,5
5	6,9	$15,3 \cdot 10^{-3}$	368	16,8
6	7,2	$18,8 \cdot 10^{-3}$	349	15,2
7	7,5	$22,3 \cdot 10^{-3}$	335	12,8
8	7,8	$25,8 \cdot 10^{-3}$	323	9,7
9	8,1	$29,3 \cdot 10^{-3}$	313	6,1
10	8,3	$32,8 \cdot 10^{-3}$	304	2,2

Tab. 3.3: Příkony kompresoru

kde vypočtené hodnoty  $\dot{m}_p$ ,  $\varrho$  jsou uvedeny v [tab. 3.3](#).

Při uvažování adiabatické komprese ( $dq = 0$ ) vychází z druhého tvaru první věty termodynamiky

$$a_t = dh,$$

kde  $dh$  – diferenciál měrné entalpie

a zároveň platí, že

$$dh = c_p dT,$$

kde  $c_p$  – měrná tepelná kapacita

$dT$  – diferenciál termodynamické teploty.

Po dosazení do [rov. 3.16](#) vychází v souladu se zavedeným značením v [odd. 3.1.3](#)

$$P = \frac{\dot{m}_p c_p (T_2 - T_1)}{\eta_m}.$$

Měrná tepelná kapacita [CH2](#) je dle [\[8\]](#)  $c_p = 14,55 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ . V [tab. 3.3](#) jsou uvedeny příkony kompresoru pro vstupní tlak od  $p_1 = 1 \text{ MPa}$  do  $p_1 = 10 \text{ MPa}$  při stlačování na  $p_2 = 10,5 \text{ MPa}$ .

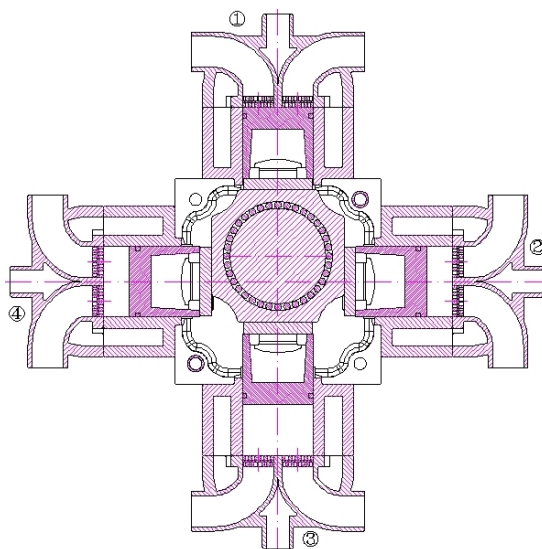
### 3.4.5 Pevnostní kontrola bloku kompresoru

Pro kontrolu byl v programu PROMECHANIKA, metodou konečných prvků zatížen a zkontrolován blok kompresoru. Materiál bloku kompresoru je hliníková slitina AlSi9Cu3, jejíž mechanické parametry jsou uvedeny v [tab. 3.4](#).

$E$ (MPa)	$R_m$ (MPa)	$R_{p0,2}$ (MPa)	$A_5$ (%)	Tvrдост (HB)
70 000–75 000	240	170	1,7	80

Tab. 3.4: Mechanické parametry hliníkové slitiny AlSi9Cu3 [9]

Kontrola byla provedena ve stavu natočení hřídele  $\alpha = 180^\circ$ , jak je znázorněno na [obr. 3.21](#), tzn. že píst 1 je v horní úvratí na konci výtlaku, píst 2 je v půlce

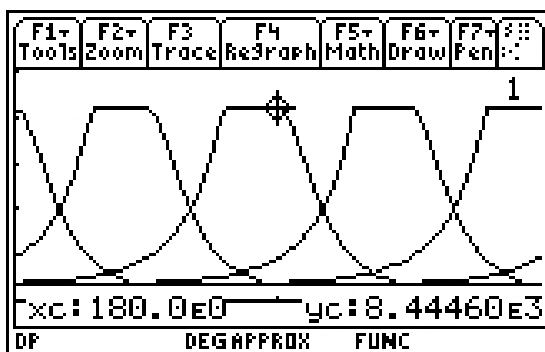


Obr. 3.21: Hvězdicový kompresor

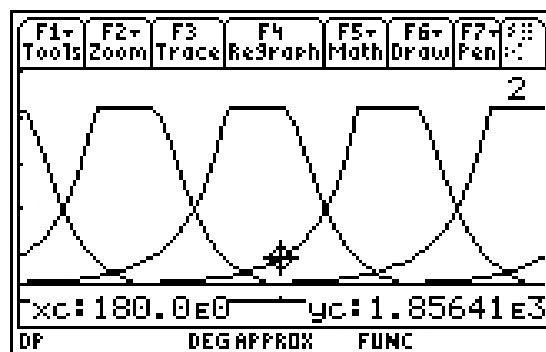
kompresního zdvihu, píst 3 je v dolní úvratí na konci sání a zároveň na začátku komprese a píst 4 v půlce expanzního zdvihu.

Zatížení bloku kompresoru v tomto stavu je odvislé od sil působících právě na jednotlivé písty, které byly odečteny z celkové silové charakteristiky (viz [obr. 3.15](#)). Na [obr. 3.22\(a\)](#) je znázorněno celkové silové charakteristice znázorněna síla na píst 1  $F_1(180) = 8\,445\text{ N}$ , na [obr. 3.22\(b\)](#) síla na píst 2  $F_2(180) = 1\,856\text{ N}$ , na [obr. 3.22\(c\)](#) síla na píst 3  $F_3(180) = 804\text{ N}$ , na [obr. 3.22\(d\)](#) síla na píst 4  $F_4(180) = 804\text{ N}$ .

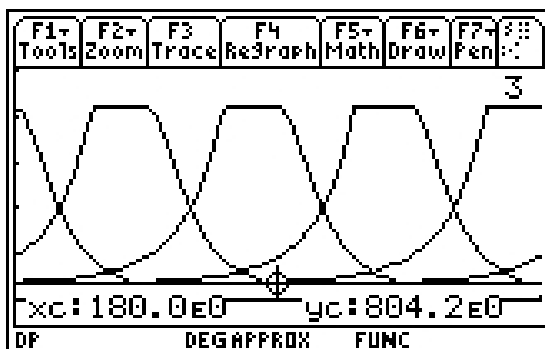
Tyto síly se do bloku kompresoru přenášejí na jedné straně jako akce přes hlavy válců a závrtné šrouby (každý válec jich má čtyři) do závitů dosedací plochy válců



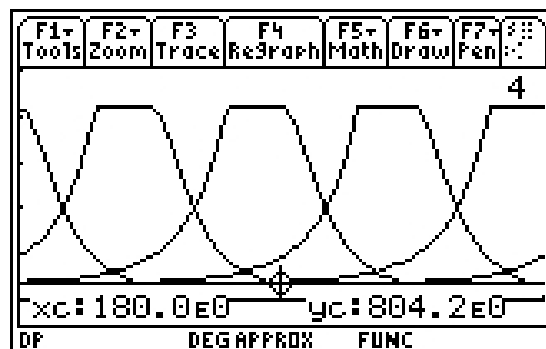
(a) Síla na píst 1



(b) Síla na píst 2



(c) Síla na píst 3



(d) Síla na píst 4

Obr. 3.22: Síly na excentr od jednotlivých pístů při  $\varphi = 180^\circ$

a na druhé straně jako reakce se přes kluzná zdvihátka, tělísko, jehlové segmenty a excentr do uložení ložisek (viz [obr. 3.23](#)). Síly na jednotlivé závrtné šrouby se určí ze vztahů

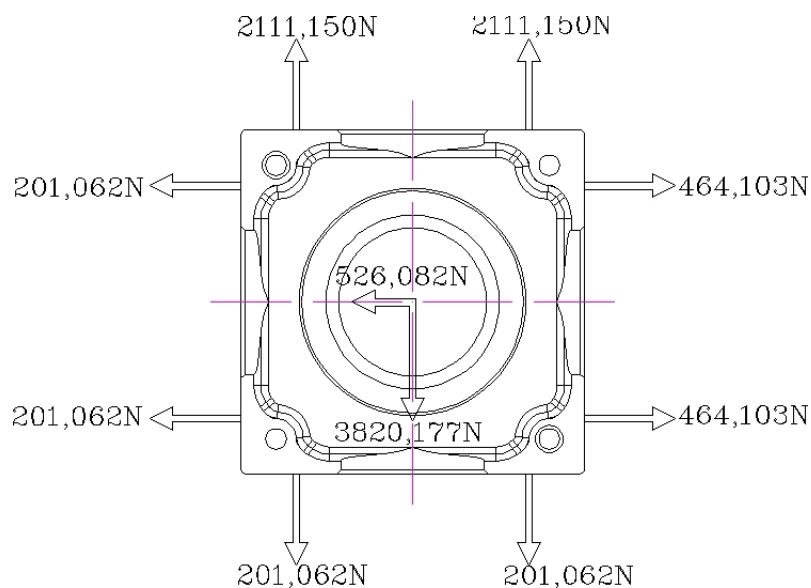
$$\text{od pístu 1: } \frac{F_1(180)}{4} = 2111 \text{ N}, \quad (3.17a)$$

$$\text{od pístu 2: } \frac{F_2(180)}{4} = 464 \text{ N}, \quad (3.17b)$$

$$\text{od pístu 3: } \frac{F_3(180)}{4} = 201 \text{ N}, \quad (3.17c)$$

$$\text{od pístu 4: } \frac{F_4(180)}{4} = 201 \text{ N}. \quad (3.17d)$$





Obr. 3.23: Zatížení bloku kompresoru

Reakce do uložení ložisek se určí pomocí [rov. 3.17b](#) až [rov. 3.17d](#) jako rozdíl sil

$$\text{ve vodorovné ose: } (464,103 - 201,062) \cdot 2 = 526 \text{ N,}$$

$$\text{ve svislé ose: } (2\,111,150 - 201,062) \cdot 2 = 3\,820 \text{ N.}$$

Jediná okrajová podmínka připadla na uchycení bloku ke spalovacímu motoru (viz [příl. D](#), [obr. D.1](#)).

Maximální napětí dle Misesovy hypotézy (HMH) vychází v oblasti závitů šroubů hlavy a válce, jeho velikost je 55 MPa (viz [příl. E](#), [obr. E.1](#)). Minimální pevnost v tahu na mezi kluzu je dle [tab. 3.4](#)  $R_{p0,2} = 170 \text{ MPa}$ . Bezpečnost vychází 3,4.

Maximální deformace vychází rovněž v oblasti závitů šroubů hlavy a válce, jeho velikost je  $3,4 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$  (viz [příl. F](#), [obr. F.1](#)). Lze tedy konstatovat, že blok kompresoru je pevnostně dostatečně dimenzován.

# Kapitola 4

## Závěr

Jak vyplývá z [kap. 1](#), tak zavedení vodíku jako paliva do spalovacích motorů potrvá ještě nějakou dobu, neboť dle [\[6, 2\]](#) jsou zatím reálně v provozu testované pouze vozidla s vnějším tvořením směsi. Poslední vysoce efektivní varianta s vysokotlakým vnitřním tvořením směsi je zatím jen ve vývoji.

Konstrukční studie kompresoru byla tvořena s ohledem na zástavbové možnosti na motoru a do vozidla i obvyklým požadavkům na servis a běžnou údržbu. Vytvořená hvězdicová varianta se zdá být velice kompaktní a jednoduchá s nevelkým počtem dílů, neboť je použito více shodných dílů.

V [tab. 3.3](#) jsou spočteny hmotnostní množství paliva pro vstupní tlaky od  $p_1 = 1$  MPa do  $p_1 = 10$  MPa při stlačování na  $p_2 = 10,5$  MPa, podle které kompresor vytlačuje největší množství při  $p_1 = 10$  MPa. To odpovídá situaci kdy kompresor poprvé spíná. Lze předpokládat, že pro vyšší vstupní tlaky bude docházet k častějšímu spínání a vypínání kompresoru. S postupným klesáním tlaku paliva v tlakové nádrži bude frekvence spínání a vypínání spojky kompresoru klesat.

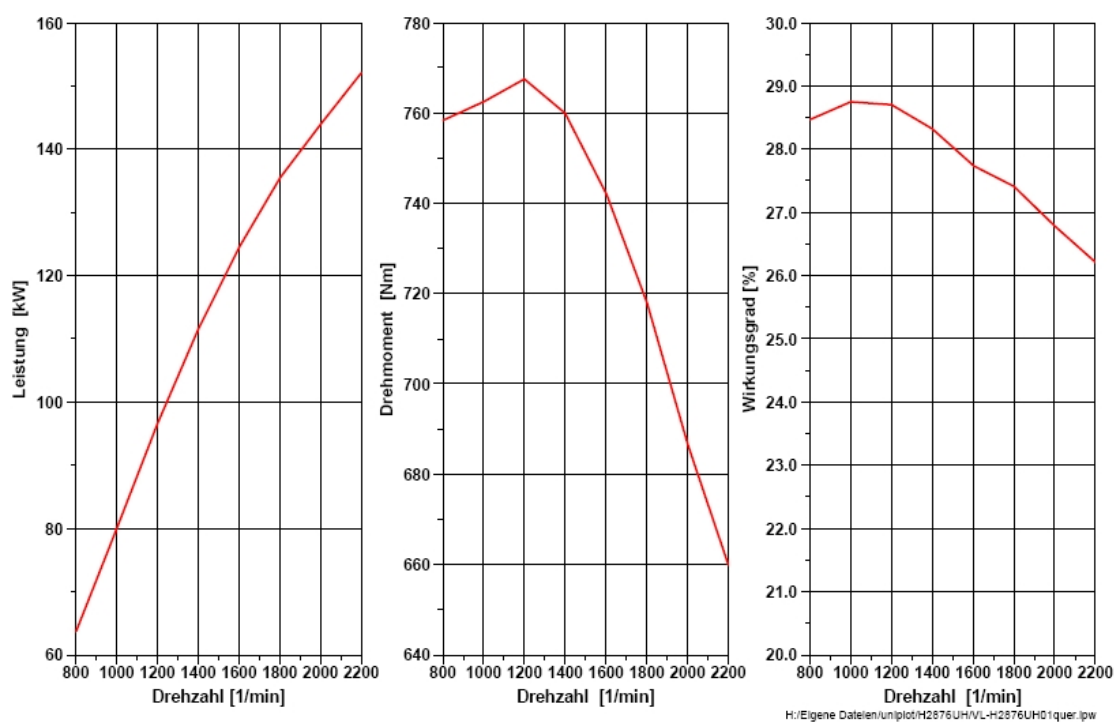
Střední příkon kompresoru počítaný z rychlosti pístu a síly na píst vychází při vstupním tlaku  $p_1 = 1$  MPa  $P_{\text{str}} = 8,4$  kW. Střední příkon kompresoru počítaný z hmotnostního množství paliva a technické práce vychází při vstupním tlaku  $p_1 = 1$  MPa  $P_{\text{str}} = 8$  kW. Tento rozdíl je způsoben přestupem tepla do stěn válců kompresoru.

# Literatura

- [1] BISKUP, P. Více plynu. *Automobil*. Prosinec 2007, vol. 35, iss.4, s. 56–57.
- [2] BISKUP, P. Sériově na vodík. *Automobil*. Duben 2007, vol. 35, iss.4, s. 56–59.
- [3] CHLUMSKÝ, V. – LIŠKA, A. *Kompresory, pneumatické a chladicí stroje*. 1. vyd. Praha : SNTL, 1958. 191 s.
- [4] JÁČ, V. – POLCAR, M. *Mechanika 2 (Kinematika)*. 1. vyd. Liberec : VŠST, 1979. 197 s.
- [5] MAYER, J. *Energetické stroje*. 1. vyd. Praha : SNTL, 1969. 556 s.
- [6] PRÜMM, W. Wasserstoff-Verbrennungsmotoren in Stadtbussen. In *Trends in der Motorentechnologie. Sborník referátů ze semináře pořádaného 9. listopadu 2005 v Passau, Nürnberg*: Bayern Innovativ, 2005.
- [7] STŘEDA, I. *Základy rovnovážné termodynamiky*. 2. vyd. Liberec : TUL, 2001. 170 s.
- [8] URBÁŠEK, J. *Tabulky a diagramy*. 1. vyd. Liberec : VŠST, 1976. 70 s.
- [9] VÚK — ČSN 424339 [online]. 2001. [cit. 2009–05–29]. Poslední úprava 15. října 2001. Dostupné z: <http://cesar.fme.vutbr.cz/towin.cs/informace/nezelezo/As18.htm>.

## Příloha A

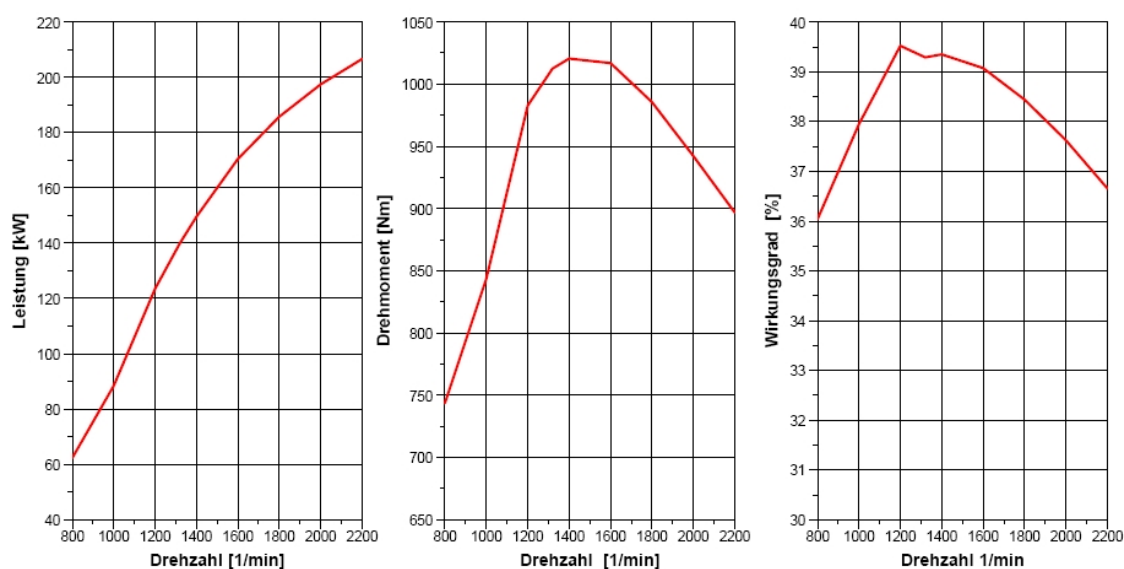
### Charakteristiky vodíkového motoru MAN s vnějším tvořením směsi (viz [obr. 1.4](#))



Obr. A.1: Průběh výkonu, krouticího momentu a účinnosti v režimech vnější otáčkové charakteristiky motoru s vnějším tvořením směsi MAN

## Příloha B

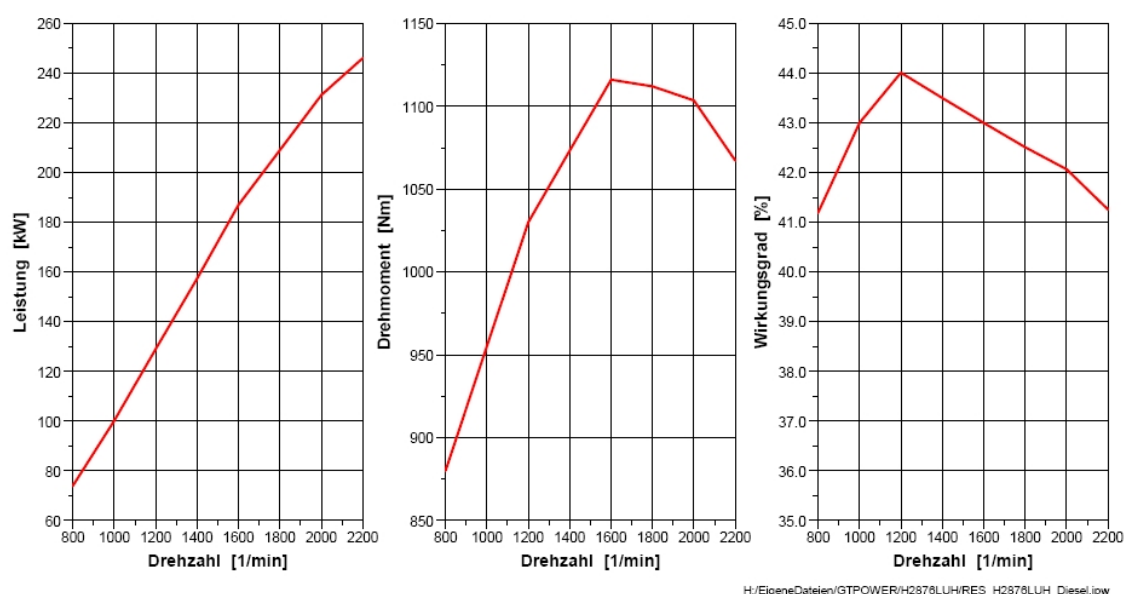
### Charakteristiky vodíkového motoru MAN s vnitřním tvořením směsi (viz [obr. 1.5](#))



Obr. B.1: Průběh výkonu, krouticího momentu a účinnosti v režimech vnější otáčkové charakteristiky motoru s vnitřním tvořením směsi MAN; nízkotlaký vefuk vodíku do válce motoru

## Příloha C

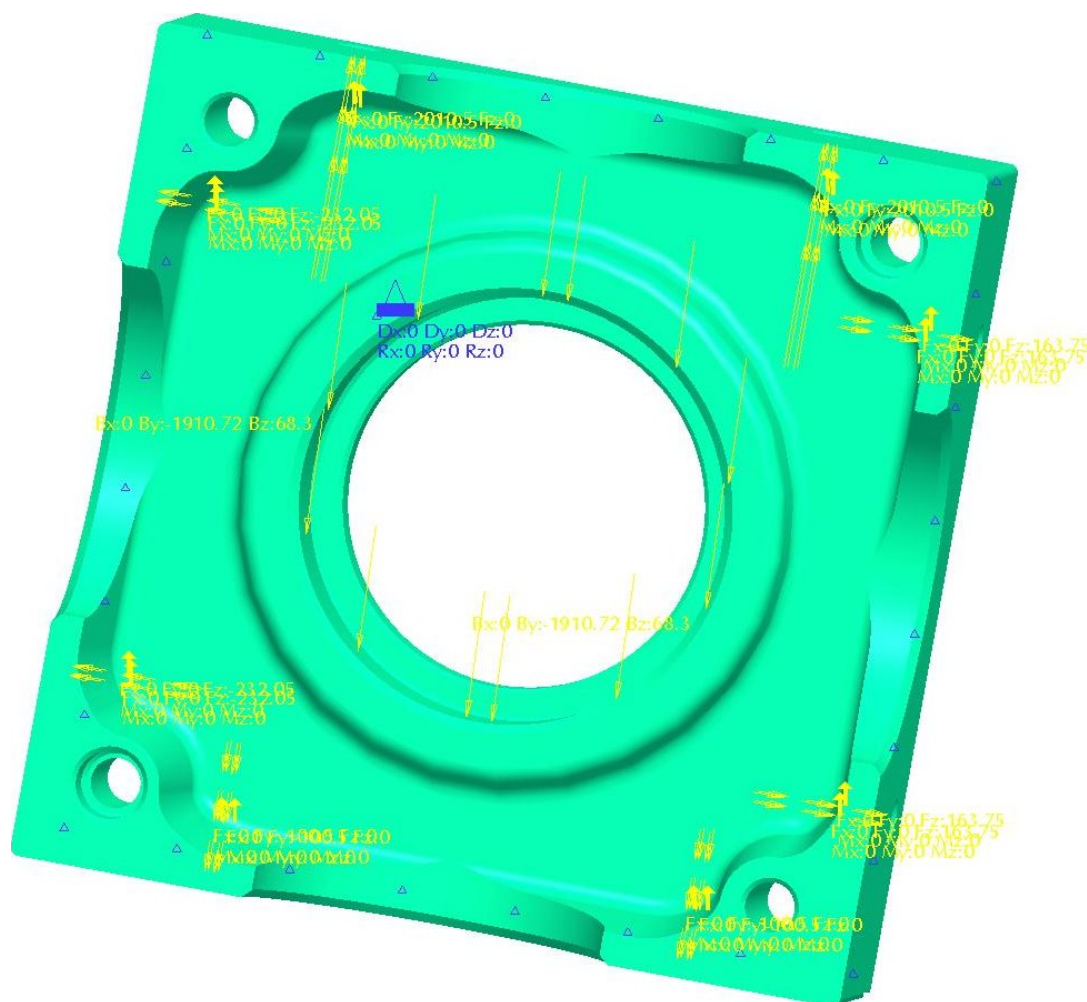
### Charakteristiky vodíkového motoru MAN s vnitřním tvořením směsi (viz [obr. 1.6](#))



Obr. C.1: Průběh výkonu, krouticího momentu a účinnosti motoru s vnitřním tvořením směsi MAN; vysokotlaký vefuk vodíku do válce motoru, zážeh směsi žhavicí svíčkou

## Příloha D

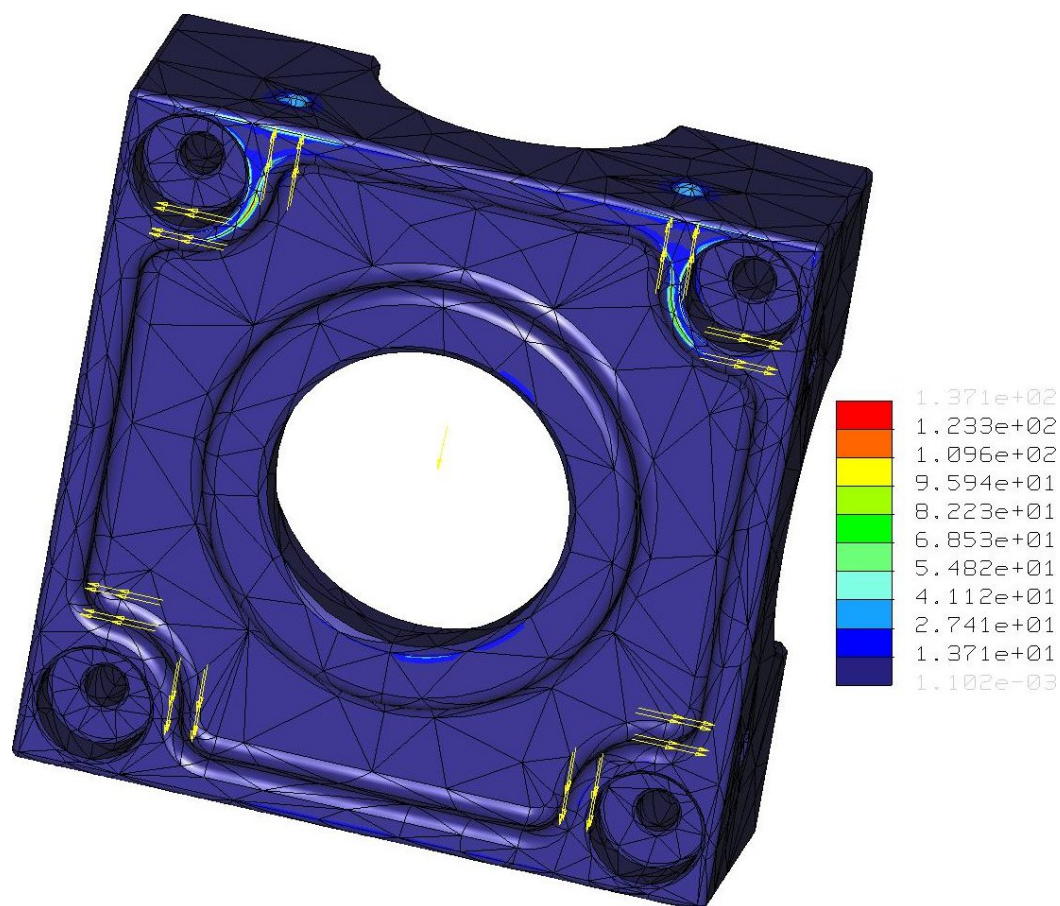
### Zatížení bloku kompresoru



Obr. D.1: Zatížení bloku kompresoru v programu PROMECHANIKA

## Příloha E

### Napěťová analýza bloku kompresoru

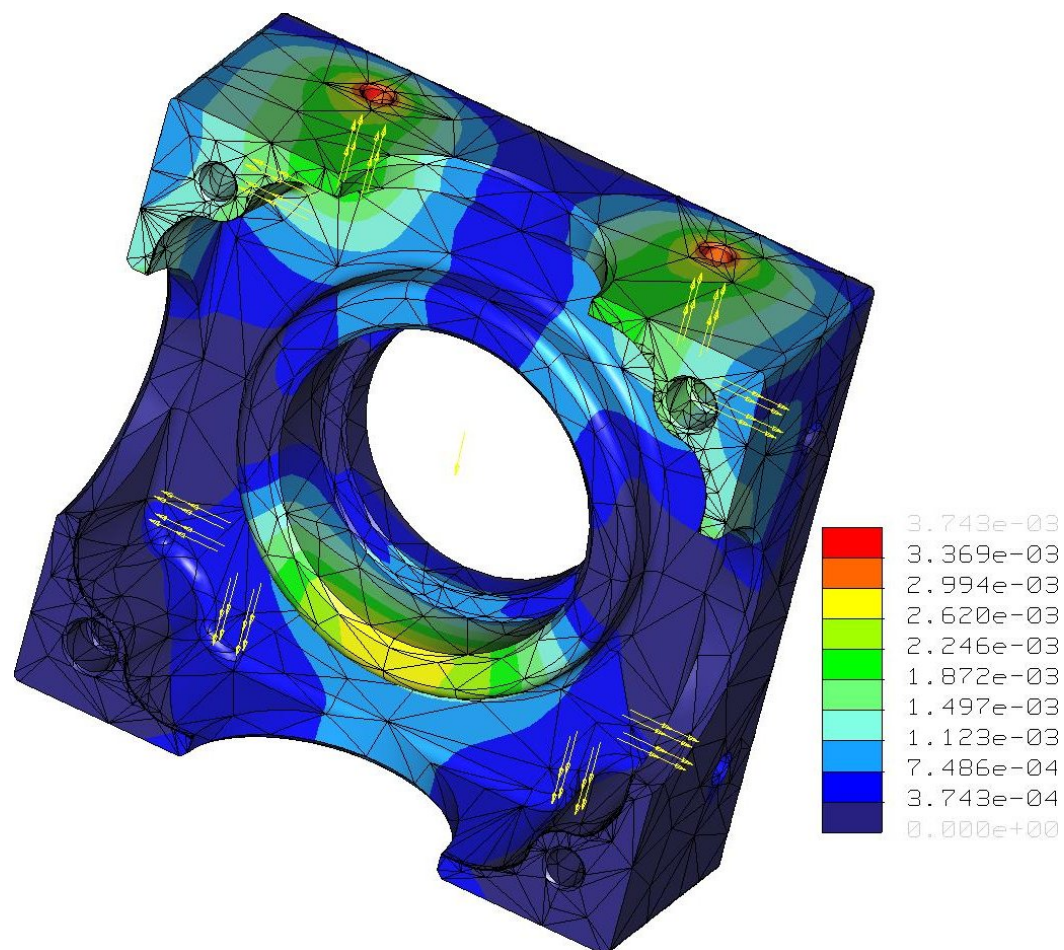


Obr. E.1: Napětí bloku kompresoru dle [HMH](#) v programu PROMECHANIKA



## Příloha F

### Deformace bloku kompresoru



Obr. F.1: Deformace bloku kompresoru v programu PROMECHANIKA